



Modélisation dynamique d'un système couplé pompe à chaleur – stockage thermique par matériaux à changement de phase : approche systémique et validation expérimentale

Jing Wu

► To cite this version:

Jing Wu. Modélisation dynamique d'un système couplé pompe à chaleur – stockage thermique par matériaux à changement de phase : approche systémique et validation expérimentale. Génie des procédés. Université Claude Bernard - Lyon I, 2015. Français. NNT : 2015LYO10167 . tel-01217826

HAL Id: tel-01217826

<https://theses.hal.science/tel-01217826>

Submitted on 20 Oct 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



N° d'ordre :

Année 2015

THESE

présentée

à l'UNIVERSITE CLAUDE BERNARD LYON 1
pour l'obtention du

DIPLOME DE DOCTORAT
(arrêté du 7 août 2006)

École Doctorale de Chimie de l'Université de Lyon
Spécialité : Génie des Procédés

Présentée et soutenue publiquement le 08/10/2015
par

Jing WU

**Modélisation dynamique d'un système couplé pompe à chaleur –
stockage thermique par matériaux à changement de phase.
Approche systémique et validation expérimentale.**

Directeur de thèse : Christian JALLUT
Co-directrice de thèse : Emilie GAGNIERE

JURY

Lingai LUO, Directeur de recherche CNRS (Rapporteur)

Michel CABASSUD, Professeur à l'Université Paul Sabatier (Rapporteur)

Christophe MARVILLET, Professeur du CNAM Paris (Examinateur)

Laurent LEFEVRE, Professeur à Grenoble INP (Examinateur)

Nolwenn LE PIERRES, Maître de Conférences à l'Université Savoie Mont Blanc (Examinateur)

Mélaz TAYAKOUT-FAYOLLE, Professeur à l'Université Lyon 1 (Examinateur)

Emilie GAGNIERE, Maître de Conférences à l'Université Lyon 1 (Co-directrice de thèse)

Christian JALLUT, Professeur à l'Université Lyon 1 (Directeur de thèse)

UNIVERSITE CLAUDE BERNARD - LYON 1

Président de l'Université

M. François-Noël GILLY

Vice-président du Conseil d'Administration

M. le Professeur Hamda BEN HADID

Vice-président du Conseil des Etudes et de la Vie Universitaire

M. le Professeur Philippe LALLE

Vice-président du Conseil Scientifique

M. le Professeur Germain GILLET

Directeur Général des Services

M. Alain HELLEU

COMPOSANTES SANTE

Faculté de Médecine Lyon Est – Claude Bernard

Directeur : M. le Professeur J. ETIENNE

Faculté de Médecine et de Maïeutique Lyon Sud – Charles Mérieux

Directeur : Mme la Professeure C. BURILLON

Faculté d'Odontologie

Directeur : M. le Professeur D. BOURGEOIS

Institut des Sciences Pharmaceutiques et Biologiques

Directeur : Mme la Professeure C. VINCIGUERRA

Institut des Sciences et Techniques de la Réadaptation

Directeur : M. le Professeur Y. MATILLON

Département de formation et Centre de Recherche en Biologie Humaine

Directeur : Mme. la Professeure A-M. SCHOTT

COMPOSANTES ET DEPARTEMENTS DE SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Faculté des Sciences et Technologies

Directeur : M. F. DE MARCHI

Département Biologie

Directeur : M. le Professeur F. FLEURY

Département Chimie Biochimie

Directeur : Mme Caroline FELIX

Département GEP

Directeur : M. Hassan HAMMOURI

Département Informatique

Directeur : M. le Professeur S. AKKOUCHE

Département Mathématiques

Directeur : M. le Professeur Georges TOMANOV

Département Mécanique

Directeur : M. le Professeur H. BEN HADID

Département Physique

Directeur : M. Jean-Claude PLENET

UFR Sciences et Techniques des Activités Physiques et Sportives

Directeur : M. Y. VANPOULLE

Observatoire des Sciences de l'Univers de Lyon

Directeur : M. B. GUIDERDONI

Polytech Lyon

Directeur : M. P. FOURNIER

Ecole Supérieure de Chimie Physique Electronique

Directeur : M. G. PIGNAULT

Institut Universitaire de Technologie de Lyon 1

Directeur : M. le Professeur C. VITON

Ecole Supérieure du Professorat et de l'Education

Directeur : M. le Professeur A. MOUGNIOTTE

Institut de Science Financière et d'Assurances

Directeur : M. N. LEBOISNE

À mes chers parents ...

À xiaoxi ...

Remerciements

Ce sujet de thèse est financé par l'Agence Nationale de Recherche dans le cadre du projet ANR-11-SEED-0004-022 ACLIRSYS (Advanced Control for Low Inertia Refrigeration Systems). Le travail est réalisé au sein du Laboratoire d'Automatique et de Génie des Procédés (LAGEP) à Villeurbanne, dont le directeur est M. Hatem Fessi et le secrétaire administratif est Mme. Nadia Chapel. Je les remercie pour leur accueil chaleureux et leur soutien administratif.

Ma profonde reconnaissance vient tout naturellement vers M. Christian Jallut (Professeur à l'Université Lyon 1), mon directeur de thèse, pour la confiance qu'il m'a accordée en me confiant ce travail de thèse, pour son soutien permanent, sa grande disponibilité, sa rigueur, ainsi que sa bonne humeur. Christian m'a fait partager ses connaissances sur la modélisation dynamique, la thermodynamique, la génie des procédés, et sur la rédaction des rapports/articles scientifiques. Grâce aux discussions régulières ensemble, il m'a accompagné dans mes travaux, apporté des conseils et donné des pistes d'avancement, ce qui m'a permis d'effectuer mon travail toujours dans de bonnes conditions au cours de ces trois années.

Je tiens également à remercier Mme. Emilie Gagnière (Maître de Conférences à l'Université Lyon 1), co-directrice de thèse, Mme. Françoise Couenne (Chargé de Recherche) et M. Boussad Hamroune (Maître de Conférences à l'Université Lyon 1) pour les apports scientifiques, les différentes discussions, les nombreux conseils précieux et pour les contributions très importantes à propos de la résolution numérique. J'adresse mes remerciements à M. Bernhard Maschke (Professeur à l'Université Lyon 1), responsable de l'équipe DYCOPI au LAGEP, pour les discussions sur l'aspect numérique et surtout sur les problèmes hybrides. Je remercie également les autres thésards de l'équipe DYCOPI -Weijun, Yongxin et Li, pour les temps passés ensemble.

Je remercie beaucoup Mme. Isabelle Pitault (Chargé de Recherche) et Mme. Melaz Tayakout (Professeur à l'Université Lyon 1), qui étaient examinateurs de mon comité de suivi de thèse en 2013 et 2014, pour de nombreux conseils précieux et des discussions très intéressantes pour l'avancement de mon travail. A part les discussions académiques, Mme Pitault m'a donné beaucoup de conseils utiles à propos de la recherche du travail et de la présentation de soutenance.

Je voudrai remercier tout particulièrement les 3 autres doctorants/doctorantes dans notre bureau qui m'ont accompagné ces trois années – Thouaiba, Mohammed et Chalore. Grâce à leur sympathie et leur bonne humeur, j'ai bénéficié d'une ambiance de travail très agréable et

très amicale. Je remercie également les stagiaires et thésards qui étaient avec moi dans notre bureau – Assema, Maria, Martina, Rahma, Carin et Kevin.

Je remercie les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer mon travail, en particulier Mme. Lingai LUO (Directrice de Recherche) et M. Michel CABASSUD (Professeur à l'Université de Toulouse) en tant que rapporteurs. J'exprime également mes remerciements aux autres membres du jury qui ont accepté d'évaluer mon travail de thèse, à savoir Mme Melaz Tayakout (Présidente du jury), M. Christophe MARVILLET (Professeur du CNAM Paris) et M. Laurent LEFEVRE (Maître de Conférences à l'Université à l'Université Savoie Mont Blanc).

Enfin je remercie l'ensemble des membres du LAGEP ainsi que l'ensemble des partenaires du projet ACLIRSYS.

Table des matières

Chapitre 1 - Introduction générale	1
1.1 Contexte générale de la thèse	1
1.1.1 Enjeux énergétique et écologique liés aux systèmes de réfrigération dans le secteur tertiaire français	1
1.1.2 Intérêt de l'utilisation d'un système de stockage thermique	2
1.1.3 Projet ACLIRSYS	4
1.1.4 Objectif de la thèse	5
1.2 Problématique générale de la modélisation dynamique.....	5
1.2.1 Approches systémiques dans le contexte de la modélisation dynamique pour le contrôle	5
1.2.2 Traitement des problèmes de commutation : modèles hybrides.....	6
1.3 Démarche de la thèse	7
 Chapitre 2 - Modélisation dynamique de la machine frigorifique et de ses composants... 9	
2.1 État de l'art.....	9
2.2 Structure globale du modèle de la machine	11
2.3 Calcul des propriétés du fluide frigorigène.....	13
2.3.1 Calcul des propriétés thermodynamiques à l'état monophasique.....	14
2.3.2 Calcul des propriétés thermodynamiques à l'état diphasique.....	14
2.3.3 Représentation des données issues du modèle thermodynamique	15
2.3.4 Calcul des propriétés de transport du fluide frigorigène	16
2.4 Modèle générique des échangeurs de chaleur.....	17
2.4.1 Discrétisation spatiale et équations de bilan	17
2.4.2 Construction de la structure mathématique	18
2.4.3 Détection des changements de configuration	21
2.4.4 Simulation numérique du modèle générique des échangeurs.....	22
2.5 Modèle du réservoir	27
2.6 Modèles du compresseur.....	27
2.6.1 Principe du modèle	27
2.6.2 Corrélations polynomiales	27
2.6.3 Modèle des rendements	28
2.7 Modèle du détendeur.....	29
2.8 Conclusion	30
 Chapitre 3 - Validation expérimentale du modèle de la machine frigorifique	31
3.1 Données paramétriques de la machine	31

3.1.1	Présentation du prototype de la machine	31
3.1.2	Caractéristiques des échangeurs de chaleur.....	32
3.1.3	Adaptation du modèle générique au condenseur	33
3.1.4	Coefficients de transfert thermique	34
3.1.5	Détermination des rendements du compresseur	35
3.1.6	Coefficient de performance (COP) de la machine.....	37
3.2	Résultats expérimentaux	37
3.2.1	Montage expérimental	37
3.2.2	Analyse préliminaire des résultats expérimentaux et adaptation de la structure du modèle	38
3.3	Loi de régulation pour l'ouverture du détendeur	41
3.4	Simulation numérique et validation du modèle de la machine	42
3.4.1	Méthode de résolution numérique	42
3.4.2	Ajustement de certains éléments du modèle.....	43
3.4.3	Résultats de simulation numérique et comparaison aux mesures.....	45
3.5	Conclusions.....	54

Chapitre 4 - Modélisation dynamique du système de stockage et validation expérimentale..... 55

4.1	Description du système de stockage	55
4.2	État de l'art.....	56
4.2.1	Modèles de stocks thermiques par MCP	56
4.2.2	Phénomène de surfusion.....	57
4.3	Modèle simplifié du stock thermique par MCP.....	59
4.3.1	Discretisation spatiale et équations de bilan.....	59
4.3.2	Construction de la structure mathématique	59
4.3.3	Traitement du phénomène de surfusion.....	61
4.3.4	Points de commutation	61
4.3.5	Détermination des résistances thermiques.....	62
4.3.6	Simulation numérique et validation du modèle simplifié.....	64
4.4	Modèle de solidification basé sur les bilans de population.....	70
4.4.1	Bilans de populations.....	70
4.4.2	Structure globale du modèle	71
4.4.3	Équations de bilan de population.....	72
4.4.4	Conditions aux limites des équations de bilan de population.....	73
4.4.5	Équations de bilan d'énergie	75
4.4.6	Solution numérique du modèle.....	75
4.4.7	Simulation numérique et validation du modèle.....	75
4.4.8	Comparaison des deux modèles	80
4.5	Conclusion	80

Chapitre 5 - Modélisation dynamique du système couplé et validation expérimentale... 83

5.1	Description du prototype.....	83
5.2	État de l'art.....	85
5.3	Mode de fonctionnement choisi pour le test du modèle du système couplé.....	86
5.4	Analyse des résultats expérimentaux	87
5.5	Simulation numérique et validation du modèle couplé.....	89
5.5.1	Méthode de résolution numérique	89
5.5.2	Conditions opératoires	89
5.5.3	Validation séparée du modèle du stock	91
5.5.4	Comparaison avec les données expérimentales du système complet	91
5.5.5	Analyse des résultats de simulation numérique.....	95
5.6	Conclusion	96
Conclusions générale et perspectives.....		97
Bibliographie.....		101
Annexe A - Calcul des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène, de l'eau et de l'air		109
Annexe B - Équations de la formulation du modèle d'échangeur		115
Annexe C - Paramètres caractéristiques de la machine frigorifique et du stock		117
Annexe D - Liste de publications & communications		125

Nomenclature

Lettres romaines

A_d	surface totale de passage de fluide (m^2)
Bo	nombre d'ébullition
C_d	coefficient de pertes de charge de l'orifice du détendeur
c	capacité thermique ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
cst	constant
D_c	diamètre du collet (m)
D_h	diamètre hydraulique (m)
d	diamètre (m)
e	épaisseur (m)
f_m	facteur correctif multiplicatif
G	densité de flux massique ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$)
H	hauteur (m)
h	enthalpie massique (J kg^{-1})
J	probabilité de cristallisation par unité de temps (s^{-1})
K_p	gain du régulateur
K_i	constante intégrale du régulateur
k	conductance équivalente (s^{-1})
k	constante de Boltzmann (J K^{-1})
L	longueur, largeur (m)
l	longueur ailetée des tubes (m)
m	masse (kg)
N	nombre d'éléments
n	nombre
P	pression (Pa)
P_c	pression du fluide frigorigène au point critique (Pa)
Pr	nombre de Prandtl
p	terme source volumique ($\text{m}^{-3} \text{s}^{-1}$)
p_l	pas longitudinal des tubes (m)
p_t	pas transversal des tubes (m)
p_{ail}	pas d'ailettes (m)
\mathcal{P}	puissance (W)
q	débit massique (kg s^{-1})
r	rayon (m)
Re	nombre de Reynolds
R	résistance thermique équivalente (K W^{-1})
\mathbf{R}	vecteur des coordonnées supplémentaires
S	surface (m^2)
s	entropie massique ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	température (K)
T_c	température de cristallisation (K)

t	temps (s)
u	énergie interne ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
V	volume (m^3)
v	vitesse (m s^{-1})
w	vitesse de rotation (s^{-1})
\mathbf{X}	vecteur des coordonnées spatiales
X	vecteur d'état du système dynamique
x	fraction massique de vapeur
x_s	fraction massique de solide
z	longueur (m)

Lettres grecques

α	coefficient de transfert de chaleur ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$)
β	coefficient d'impact de la dimension
γ	taux d'ouverture du détendeur
ΔA^*	énergie de germination critique (J)
ΔP	perte de charge (Pa)
Δh_{lv}	enthalpie massique de fusion (J kg^{-1})
Δh_{ls}	enthalpie massique de vaporisation (J kg^{-1})
δ	distance entre plaque (m)
ζ	coefficient de correction
η_{is}	rendement isentropique du compresseur
η_v	rendement volumétrique du compresseur
λ	conductivité thermique ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)
μ	viscosité dynamique (Pa s)
ρ	masse volumique (kg m^{-3})
σ_{sl}	énergie interfaciale solide-liquide (N m^{-1})
ϕ	densité de flux thermique (W m^{-2})
χ	moyenne de la fraction massique de solide
ψ_{Ts}	densité en nombre avec une certaine température de solide (K^{-1})
ψ_x	densité en nombre avec une certaine fraction massique de solide

Indices

a, b, c, d	points caractéristiques
a	fluide extérieur
a	diffusivité thermique ($\text{m}^2 \text{s}$)
ail	ailette
air	air
bat	batterie
$comp$	compresseur
$cond$	condenseur
cd	condensation
d	diphasique
$dét$	détendeur
e	côté extérieur
ec	côté extérieur du condenseur
ee	côté extérieur de l'évaporateur

<i>env</i>	enveloppe de nodule
<i>ep</i>	paroi extérieure du tube
<i>ev</i>	évaporation
<i>éva</i>	évaporateur
<i>f</i>	fluide
<i>fus</i>	fusion
<i>i</i>	côté intérieur
<i>ic</i>	côté intérieur du condenseur
<i>ie</i>	côté intérieur de l'évaporateur
<i>ip</i>	paroi intérieure du tube
<i>l</i>	liquide
<i>m</i>	monophasique
<i>min</i>	minimum
<i>n</i>	nodule
<i>pdc</i>	perte de charge
<i>pla</i>	plaque
<i>rés</i>	réservoir
<i>s</i>	solide
<i>sc</i>	surchauffe
<i>tu</i>	tube
<i>v</i>	vapeur

Exposants

<i>e</i>	entrée
<i>is</i>	isentropique
<i>ref</i>	référence, consigne
<i>s</i>	sortie
<i>s</i>	solide

Acronymes

ACLIRSYS	Advanced Control for Low Inertia Refrigeration Systems
ADEME	Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie
ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BBC	Bâtiment Basse Consommation
COP	Coefficient de performance
EDP	Equations aux dérivées partielles
EDO	Equations différentielles ordinaires
LDF	Linear Driving Force
MCP	Matériau à Changement de Phase
MEDDE	Ministère de l'Écologie, du Développement durable et de l'Énergie
PAC	Pompe à chaleur
PI	Proportionnel, Intégral
RPAC	Réacteur Parfaitement Agité Continu
RTE	Réseau de Transport d'Electricité
SDH	Systèmes dynamique hybrides

Introduction générale

Le travail présenté ici concerne la modélisation dynamique d'un système de réfrigération destiné au secteur tertiaire comprenant une machine frigorifique et un système de stockage thermique par Matériaux à Changement de Phase (MCP) contenu dans un empilement de nodules sphériques. Ce chapitre introductif permet de présenter le contexte énergétique français, l'intérêt de la mise en place d'un tel système, le contexte, l'objectif, la méthodologie ainsi que la démarche de la thèse.

1.1 Contexte générale de la thèse

1.1.1 Enjeux énergétique et écologique liés aux systèmes de réfrigération dans le secteur tertiaire français

En France, la consommation d'électricité du secteur tertiaire (les bureaux, hôtels, centres commerciaux, etc) s'élevait à 139,8 TWh en 2013 (RTE, 2014). Cette consommation représente environ 30 % de la consommation d'électricité totale durant les années récentes (Figure 1.1).

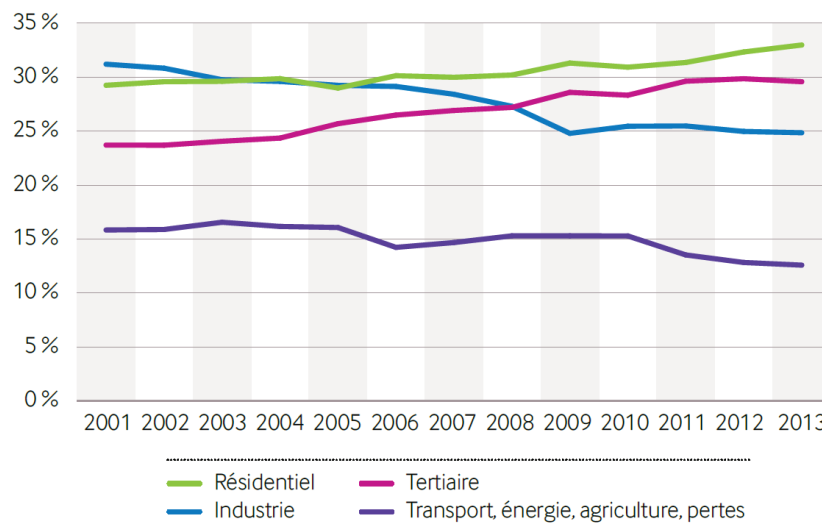


Figure 1.1 – Evolution du poids des principaux secteurs dans la consommation d'électricité (source : RTE, 2014)

Les usages liés aux systèmes de réfrigération, soit 19% pour la climatisation et la production du froid, représentent une part très importante dans la demande électrique tertiaire (Figure 1.2).

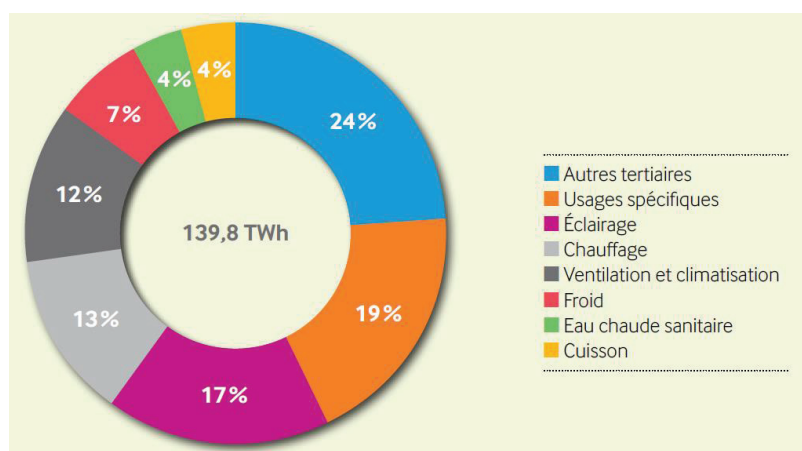


Figure 1.2 – Répartition par usages de la demande électrique tertiaire en 2013 (source : RTE, 2014)

Au niveau des surfaces, selon le rapport du Ministère de l'Écologie, du Développement Durable et de l'Énergie (MEDDE, 2011), sur la période 1995-2005, le taux de climatisation a progressé de 15,6 à 22,6% : 80,4 millions de mètres carrés de surfaces supplémentaires ont été climatisées. Cette tendance est encore plus significative dans les bâtiments tertiaires neufs. En 2011, sur les 11 443 000 m² de surfaces neuves, 3 193 000 m² de surfaces sont climatisées, soit 27,9% de la surface neuve totale (ADEME, 2013).

À part l'enjeu énergétique, l'installation des systèmes de réfrigération dans le secteur tertiaire a également un impact environnemental significatif. D'une part, la production de l'électricité pour les systèmes de réfrigération engendre une augmentation des émissions de gaz à effet de serre. D'autre part, les fluides frigorigènes, matières utilisées dans les systèmes de réfrigération, ont un impact direct sur l'environnement. En effet, cet impact direct est relatif aux fuites de fluide frigorigène dans l'atmosphère en plus ou moins grande quantité, ce qui peut causer à la fois la destruction de la couche d'ozone et la participation au réchauffement climatique (MEDDE, 2011).

Face aux enjeux énergétique et écologique, la loi « Grenelle I » impose d'appliquer la norme « bâtiment basse consommation (BBC) » à toutes les nouvelles constructions à la fin 2012 (fin 2010 pour les bâtiments du tertiaire et les bâtiments publics) et de réduire la consommation d'énergie dans les bâtiments anciens de 38% d'ici à 2020 (MEDDE, 2009).

1.1.2 Intérêt de l'utilisation d'un système de stockage thermique

La consommation électrique des systèmes de réfrigération a lieu principalement dans les heures de la journée, surtout dans l'après-midi (Figure 1.3). En revanche, il n'y pratiquement pas de consommation pendant la nuit. Cette consommation concentrée participe à la pointe de consommation d'énergie électrique et augmente la charge du réseau.

La Figure 1.4 montre la consommation électrique obtenue en mettant en place un système de stockage/déstockage. Il s'agit de stocker l'énergie lorsque la demande de refroidissement en puissance est faible (la nuit) et de la restituer lorsque la demande est forte (le jour).

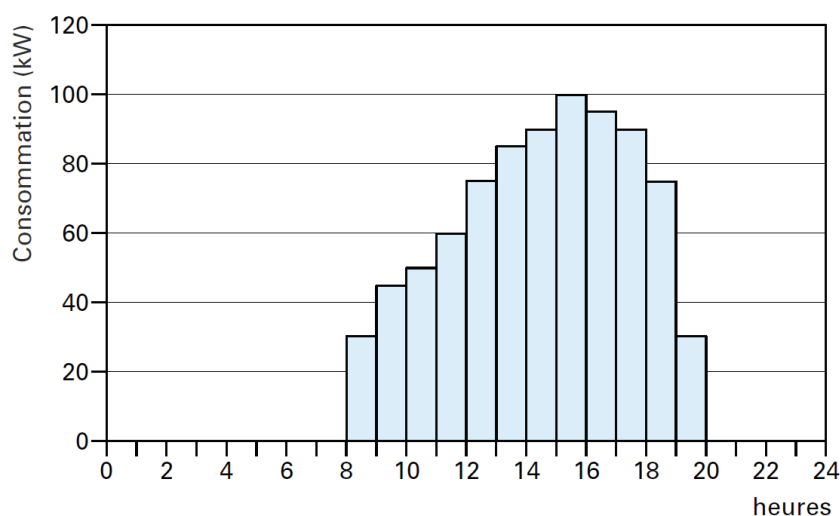


Figure 1.3 – Histogrammes de consommation de la climatisation pour un bâtiment tertiaire typique (source : Dumas, 2002)

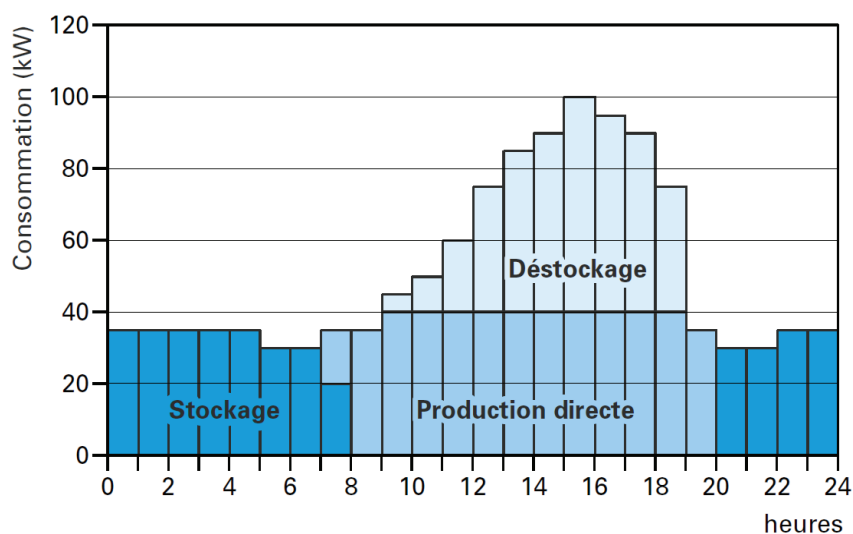


Figure 1.4 – Histogrammes de consommation de la climatisation avec la mise en place d'un système de stockage/déstockage pour un bâtiment tertiaire typique (source : Dumas, 2002)

Ce système permet de reporter une part de la consommation d'électricité de la journée vers la nuit, ce qui présente de nombreux avantages (Dumas, 2002) :

- une consommation d'électricité pour le stockage la nuit permettant de profiter de tarifs spéciaux et une utilisation en déstockage à des périodes où l'électricité est plus chère (par exemple, le prix du kWh d'électricité fourni par EDF en 2015 est de 0,1572 euros en heures pleines et de 0,1096 euros en heures creuses) ;
- une diminution de la puissance installée pour le groupe de production de froid ;

- une stabilisation des conditions de fonctionnement du groupe de production de froid, ce qui conduit à un écrêtage des demandes de puissance en évitant les fonctionnements intempestifs sous forme de démarrages-arrêts fréquents.

Néanmoins, afin d'assurer le confort thermique et de réduire la consommation énergétique, un système de contrôle automatique est nécessaire pour optimiser le fonctionnement du système (voir par exemple Berthou, 2014 ; Schalbart *et al.*, 2015).

1.1.3 Projet ACLIRSYS

Le projet ACLIRSYS (Advanced Control for Low Inertia Refrigeration Systems) (Réf. ANR-11-SEED-0004) regroupe 4 entreprises industrielles (CIAT, CRISTOPIA, DANFOSS et CMDL MANASLU Ing.) et 3 laboratoires de recherche publics (LAGEP-Université Lyon 1, LCIS-Grenoble INP, CMGPCE-CNAM Paris). L'objectif de ce projet est de mettre au point un « système thermique avancé » dont la fonction est d'assurer le confort thermique des bâtiments tertiaires à basse consommation énergétique (BBC) (Lefèvre, 2012).

Le système thermique proposé comprend un groupe de froid (une pompe à chaleur (PAC)) avec compresseur à vitesse variable, une boucle d'eau permettant le transport thermique entre l'émetteur thermique et le bâtiment, un dispositif de stockage très compact (stockage thermique par MCP) permettant de répondre à des appels de puissance thermique sur de courtes périodes et qui vient en relèvement du groupe de production de froid dans les conditions de faible puissance thermique, un dispositif de pilotage du système complet répondant aux exigences d'un système à faible inertie (Figure 1.5). Ce dispositif est conçu pour remplacer le système classique de fonctionnement marche/arrêt devenu totalement inadapté aux bâtiments BBC.

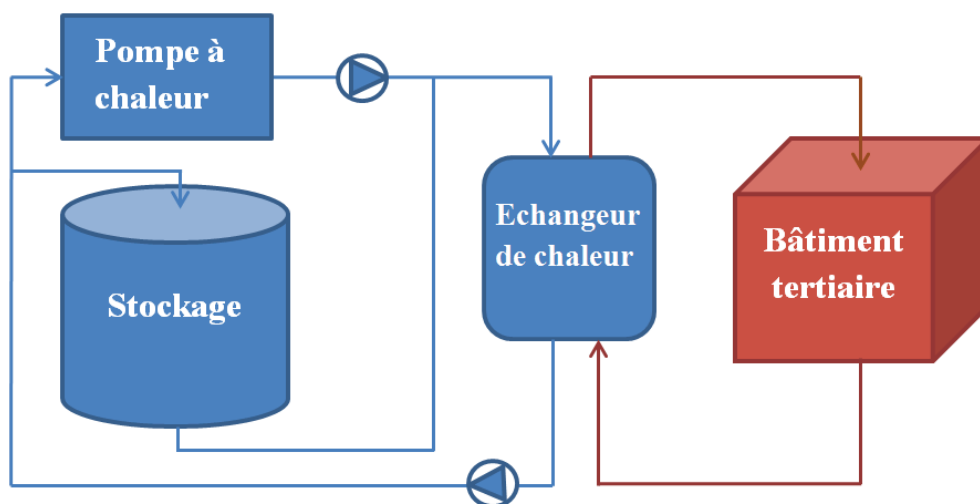


Figure 1.5 – Schéma représentatif du « système thermique avancé »

Pour réaliser ces objectifs, ce projet intègre le développement de méthodologies scientifiques nouvelles de modélisation et simulation dynamiques et de pilotage avancé de systèmes thermiques complexes, l'identification des lois de comportement de nouvelles

technologies de composants (échangeurs thermiques à haute compacité et compresseurs à vitesse variable de type spiro-orbital et centrifuge) et enfin la validation de l'approche par la réalisation et l'exploitation d'une maquette du « système thermique avancé ».

1.1.4 Objectif de la thèse

Dans le cadre du projet ACLIRSYS, cette thèse est consacrée au développement d'un modèle dynamique physique d'une machine frigorifique (PAC) et d'un modèle du stockage thermique par MCP. Ces deux modèles ont aussi été couplés pour représenter le système complet. Cette modélisation a pour objectif de connaître le comportement dynamique du dispositif et servira d'outil d'aide à la conception du système de commande de l'ensemble des composants.

1.2 Problématique générale de la modélisation dynamique

1.2.1 Approches systémiques dans le contexte de la modélisation dynamique pour le contrôle

Un système est une combinaison de composants qui agissent ensemble pour exécuter un certain objectif (Kulakowski *et al.*, 2007). Tous les systèmes varient avec le temps et lorsque les vitesses de variations sont significatives, les systèmes sont considérés comme dynamiques. Afin de décrire les systèmes dynamiques, une série complète de variables est nécessaire. Ces variables sont appelées variables d'état, qui permettent de décrire complètement l'état du système à tout instant à partir de l'état initial et des données d'entrée.

Les deux systèmes à étudier (PAC et Stockage) dans cette thèse sont des systèmes dits à paramètres distribués, c'est-à-dire que les variables d'état qui les caractérisent sont fonctions non seulement du temps mais aussi de la position. En effet, en régime transitoire, les variables d'état du fluide frigorigène dans les échangeurs de la PAC (la température, la masse volumique, la fraction de vapeur, etc) varient en fonction du temps et de la position, ainsi que les variables d'état du fluide dans le stockage. Mathématiquement, les systèmes à paramètres distribués sont caractérisés par des équations aux dérivées partielles (EDP). La résolution directe des EDP pouvant être complexe, des codes commerciaux (par exemple COMSOL et ANSYS Fluent dans le domaine thermique) sont développés afin de simuler numériquement le comportement dynamique des systèmes.

En réalité, dans la modélisation dynamique, un système à paramètres distribué est souvent approximé par un réseau d'éléments à paramètres localisés qui ne dépendent que du temps. Cela permet de modéliser de façon simplifiée le système en résolvant des équations différentielles ordinaires (EDO), ce qui est beaucoup plus pratique par rapport à la résolution des EDP complètes. Des descriptions détaillées de cette approche sont disponibles dans la littérature (voir par exemple Gilles, 1998 ; Couenne *et al.*, 2008).

Dans le contexte de la modélisation dynamique pour le contrôle, nous nous intéressons principalement à prédire le comportement dynamique du système par rapport aux différentes entrées et en fonction de ses paramètres caractéristiques (Figure 1.6). Ce genre de modélisation se concentre sur l'interconnexion des entrées/sorties des composants à l'échelle du système. Par exemple, dans la modélisation de la PAC, nous pourrions étudier l'impact de la vitesse de rotation du compresseur sur la température du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Dans ce cas l'entrée principale du modèle est la vitesse de rotation du compresseur, la sortie est la température du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Une description précise de l'écoulement du fluide frigorigène à l'intérieur de l'évaporateur n'est pas réellement pertinente dans ce cas et il suffit de représenter le système par un réseau d'éléments à paramètres localisés.

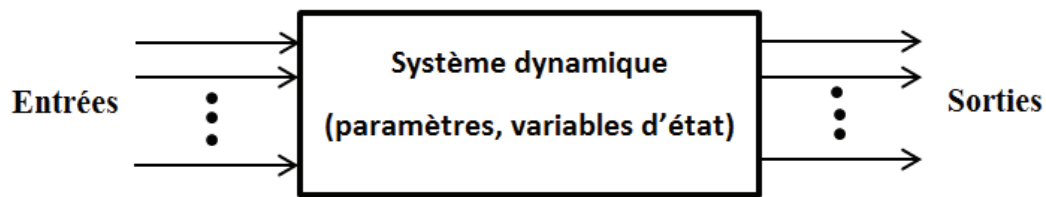


Figure 1.6 – Le système dynamique du point de vue du contrôle

Une approche systémique classique pour la modélisation dynamique des procédés consiste à représenter les écoulements de fluide par un réseau de réacteurs parfaitement agités continus (RPAC) (Villermaux, 1993). Cette approche est très utilisée dans la modélisation dynamique des systèmes en génie des procédés (voir par exemple Choulak *et al.*, 2014 ; Goma Bilongo *et al.*, 2012) et en énergétique (voir par exemple Schalbart et Haberschill, 2013). Dans cette thèse, nous utilisons cette approche pour traiter les écoulements des fluides dans les échangeurs de chaleur de la PAC et dans la cuve du stock. Ensuite les variables d'état des systèmes sont calculées à partir des équations de bilan de masse et d'énergie établies sur les éléments du réseau. En transfert thermique, une telle approche par réseaux est aussi appliquée : une analogie électrique est habituellement utilisée consistant à considérer un système siège de transferts thermiques comme un circuit résistances – capacités (voir par exemple Bond *et al.*, 2013 ; Maestre *et al.*, 2013). Nous utiliserons cette approche pour représenter le transfert thermique dans les parois des échangeurs et dans les nœuds du stock. Les détails de formulation sont présentés dans les chapitres 2 et 4.

1.2.2 Traitement des problèmes de commutation : modèles hybrides

Après avoir représenté les écoulements dans les échangeurs de chaleur de la PAC et dans le stock par une série de RPAC, nous avons été confrontés à un problème : la configuration au sein des nœuds et des éléments de représentation du fluide frigorigène dans les échangeurs n'est pas fixe. En effet, le fluide frigorigène dans les échangeurs peut être liquide, vapeur ou un mélange de liquide et vapeur. Le MCP du stock peut être liquide, solide ou un mélange de liquide et solide. Les expressions des équations de bilan de masse et d'énergie diffèrent en fonction de ces configurations. Par conséquent, il est nécessaire d'identifier des événements

discrets associés aux transitions entre les différentes configurations possibles : il s'agit donc d'une modélisation de type hybride.

Dans le domaine de l'automatique, on définit les systèmes dynamique hybrides (SDH) comme des systèmes comportant des évolutions continues et des phénomènes discrets qui leur sont liés (Bertrand *et al.*, 2004). Un exemple classique illustrant la modélisation des SDH est le calcul de trajectoire au cours du temps d'une balle, qui est soumise à la gravité et lâchée d'une certaine altitude (Zouari, 2013). Dans ce cas, la balle va changer brusquement de vitesse chaque fois qu'elle touche le sol (événement discret), et après le rebond le déplacement redevient continu. On rencontre les SDH dans de nombreux domaines comme les systèmes mécaniques, électroniques, énergétiques, l'industrie automobile, etc. (Van der Schaft et Schumacher, 2000). Dans le domaine du génie des procédés, on trouve aussi ce type de problématique par exemple pour le contrôle des ateliers discontinus (Jallut et Gilles, 1990) ou pour la simulation dynamique d'échangeurs – réacteurs par exemple (Marin Gallego *et al.*, 2015). La difficulté essentielle dans la modélisation des SDH consiste à assurer de façon satisfaisante la commutation entre différents sous-systèmes (voir par exemple Valentin *et al.*, 2007 ; Ben Salah, 2011).

Dans cette thèse, nous résoudrons le problème hybride en définissant chaque fois que nécessaire un jeu de variables d'état unique qui permettra de décrire le comportement dynamique du système dans toutes les configurations possibles. En ce qui concerne la commutation, certaines variables ont été choisies comme critères pour faire des tests de changement de configuration à chaque pas de temps de calcul. Cette commutation est effectuée par des opérations matricielles, ce qui permet d'aboutir à une représentation globale et très compacte du système.

1.3 Démarche de la thèse

Le manuscrit de cette thèse est organisé comme suit :

Le chapitre 2 détaille la modélisation dynamique des composants de la machine frigorifique, à savoir les échangeurs de chaleur condenseur et évaporateur, le compresseur, le détendeur et le réservoir. Un grand effort est consacré à la modélisation des échangeurs de chaleur. Ceux-ci sont en effet les éléments qui conditionnent principalement le comportement dynamique de la machine. Quant au compresseur et au détendeur, des modèles statiques avec des corrélations empiriques sont utilisés. Les modèles pour calculer les propriétés thermodynamiques et de transport du fluide frigorigène sont également présentés.

Le chapitre 3 présente la validation expérimentale du modèle de la machine. Les paramètres caractéristiques d'un prototype de la machine sont présentés. Afin d'acquérir les données expérimentales en régime transitoire, des expérimentations ont été réalisées en faisant varier les conditions opératoires. Une loi de commande sur l'ouverture du détendeur est proposée et intégrée au modèle de la machine pour assurer la surchauffe nécessaire à la

sortie de l'évaporateur. Les résultats numériques obtenus par le modèle sont ensuite comparés avec les données expérimentales.

Le chapitre 4 décrit la modélisation dynamique du système du stock. Deux approches différentes sont utilisées pour traiter le problème de surfusion, elles sont respectivement incluses dans deux modèles du stock. Dans un modèle simplifié, nous supposons que le MCP commence à se solidifier à une température fixée. Dans l'autre modèle basé sur les bilans de population, la surfusion est caractérisée par un modèle de cinétique de nucléation en respectant son caractère stochastique. Des simulations avec les deux modèles sont effectuées, et les résultats simulés sont comparés avec les données expérimentales.

Le chapitre 5 présente le modèle du système de réfrigération couplé machine frigorifique – stock, ainsi que la validation expérimentale. Le modèle couplé est obtenu à partir des modèles de la machine et du stock développés précédemment. Une maquette du système couplé est construite, avec laquelle des données expérimentales sont recueillies. Les résultats expérimentaux sont analysés et comparés avec les résultats de simulation.

Enfin, des conclusions et remarques générales sont résumées, et des perspectives d'études et d'amélioration du modèle développé sont proposées. Notons qu'il n'y a pas une partie bibliographique concentrée dans le manuscrit. En revanche, un résumé de l'état de l'art correspondant est inclus dans chaque chapitre.

Quatre annexes sont finalement incluses en fin de manuscrit contenant certains détails qui, s'ils étaient inclus dans le texte, nuiraient à sa lecture. Notons en particulier l'annexe D qui résume la façon dont ce travail de thèse a été valorisé sous forme de publications et de communications à des congrès.

Modélisation dynamique de la machine frigorifique et de ses composants

Ce chapitre a pour objectif de présenter l'approche retenue pour la modélisation dynamique de la machine frigorifique (ou pompe à chaleur) à partir de sous-modèles de ses composants à savoir le compresseur, le détendeur, les échangeurs de chaleur condenseur et évaporateur et le réservoir. Les modèles utilisés pour calculer les propriétés thermodynamiques et de transport du fluide frigorigène sont également décrits. Les sous-modèles des composants sont explicités de façon générale, et la présentation détaillée de la machine sera faite dans le chapitre 3.

2.1 État de l'art

Un grand nombre de références consacrées à la modélisation des pompes à chaleur sont disponibles dans la littérature du fait de leurs nombreuses applications dans l'industrie et dans les secteurs résidentiel et tertiaire. Les modèles dynamiques sont des outils importants d'une part pour prévoir le comportement transitoire des pompes à chaleur lors des démarrages ou pour des sollicitations extérieures variables (Ndiaye et Bernier, 2012 ; Uhlmann et Bertsch, 2012 ; Schalbart et Haberschill, 2013 ; Wu *et al.*, 2014) et d'autre part pour concevoir des lois de commande de ces systèmes (Schurt *et al.*, 2009 ; Romero *et al.*, 2011 ; Wallace *et al.*, 2012 ; Catano *et al.*, 2013a,b). Un état de l'art détaillé de la littérature récente sur la modélisation dynamique des pompes à chaleur est présenté par Rasmussen (2012a). Le comportement dynamique de ces systèmes est principalement conditionné par les variations de l'état thermique du fluide frigorigène dans les échangeurs à chaleur ainsi que des parois de ceux-ci. Par conséquent, le compresseur et le détendeur sont classiquement modélisés statiquement. Notons toutefois l'existence de quelques travaux concernant la prise en compte de l'inertie thermique de ces deux organes. Haberschill *et al.* (2007) ont tenu compte de l'inertie thermique de la masse métallique du compresseur ; Ndiaye et Bernier (2012) ont pris en compte l'inertie thermique du fluide frigorigène dans leur modèle de compresseur et de détendeur. Notons enfin le travail de Schalbart et Haberschill (2013) au cours duquel les auteurs ont pris en compte les bilans de quantité de mouvement en régime instationnaire. Ces travaux permettent de prévoir plus précisément le comportement dynamique des systèmes de pompe à chaleur pour des phases transitoires très rapides.

La complexité du modèle du système réside essentiellement dans la représentation du comportement des échangeurs. Cette complexité est principalement due au fait que l'état physique du fluide frigorigène variant avec le temps et la position dans les échangeurs, le mode de calcul de ses propriétés peut s'en trouver modifié régulièrement au cours d'une simulation. Dans le contexte de la modélisation des pompes à chaleur, les échangeurs de chaleur sont généralement représentés par un tube coaxial équivalent dont les paramètres sont déterminés à partir des propriétés thermiques des échangeurs réels (Rasmussen et Alleyne, 2004 ; Li et Alleyne, 2010 ; Huang *et al.*, 2014). Selon la façon de traiter le fluide frigorigène dans l'échangeur, on constate que deux approches principales sont retenues dans la littérature : les modèles à paramètres distribués essentiellement à une dimension (modèles 1D) et les modèles à frontières mobiles (Bendapudi *et al.*, 2008). Dans les modèles 1D, des équations aux dérivées partielles sont obtenues à partir des bilans de masse, d'énergie et parfois de quantité de mouvement (Zhang *et al.*, 2009). Ces équations sont discrétisées pour être résolues numériquement par la méthode des différences finies ou des volumes finis (Hermes et Melo, 2008 ; Patiño *et al.*, 2014). Ces modèles permettent de représenter au cours du temps la distribution spatiale de variables d'état comme la masse volumique, la fraction massique des phases et la température. Une autre approche de discrétisation spatiale consiste à représenter les écoulements dans l'échangeur par une cascade de Réacteurs Parfaitement Agités Continus (RPAC) (Villermaux, 1993). Cette approche est très utilisée en Génie des Procédés (voir à titre d'exemples Choulak *et al.*, 2004 ; Goma Bilongo *et al.*, 2012) ainsi que pour des systèmes énergétiques (Schalbart, 2006 ; Schalbart et Haberschill, 2013).

Afin d'obtenir un modèle à paramètres localisés de plus petite taille et plus facile à résoudre, la méthode à frontière mobile a été proposée (Willatzen *et al.*, 1998a ; McKinley and Alleyne, 2008 ; Ibrahim *et al.*, 2014). Elle consiste à supposer à l'avance l'existence de zones mono- et diphasiques et à calculer les positions des frontières entre ces zones au cours du temps. Les propriétés thermodynamiques du fluide sont moyennées dans chacune de ces zones. Contrairement aux modèles 1D, qui permettent d'obtenir une plus grande précision à l'aide d'une discrétisation plus fine, les modèles à frontières mobiles permettent de saisir la dynamique principale de l'échangeur en préservant la simplicité des modèles à paramètres localisés. Par conséquent, les modèles 1D sont plus précis dans les transitions dynamiques que les modèles à frontières mobiles, mais ils sont plus gourmands en temps de calcul que ces derniers (Bendapudi *et al.*, 2008). Dans certaines circonstances, en utilisant les modèles à frontières mobiles, une frontière peut disparaître de l'échangeur et la commutation entre différents sous-modèles est nécessaire (Willatzen *et al.*, 1998b ; McKinley et Alleyne, 2008). Par exemple, dans un condenseur de pompe à chaleur, on peut avoir au maximum trois zones : la vapeur, la zone de coexistence du liquide et de la vapeur et le liquide ce qui correspond à deux frontières mobiles. Si, en fonction des conditions opératoires, la zone liquide disparaît (le fluide sort du condenseur à l'état diphasique), il n'y a plus qu'une seule frontière mobile et le système d'équation représentant le comportement de l'échangeur s'en trouve modifié.

Un calcul précis des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes est indispensable pour la modélisation dynamique des pompes à chaleur. La plupart des travaux publiés s'appuient sur une interpolation numérique à partir de valeurs pré-calculées (Cleland,

1986 ; Rossi et Braun, 1999 ; Bendapudi *et al.*, 2008 ; Koury *et al.*, 2013). ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers) a ainsi publié des données concernant les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état saturé (2001). De telles propriétés sont aussi disponibles dans la base de données de DuPont (2012). Une autre approche, que nous avons retenue pour ce travail, consiste en l'utilisation d'un modèle thermodynamique analytique. Par exemple, Küçüksille *et al.* (2011) ont proposé une corrélation pour calculer l'enthalpie, l'entropie et le volume massique des fluides frigorigènes tels que R134A, R404A, R407A et R410A en fonction de la pression et de la température. De Monte (2002) a développé un modèle pour calculer le facteur de compressibilité, l'expansivité volumique des mélanges binaires d'hydrofluorocarbures (HFC) frigorigènes, en se basant sur l'équation d'état de Martin-Hou. Lemmon (2003) a proposé une équation d'état pour des mélanges dont le comportement peut être assimilé à celui d'un corps pur qui permet de calculer les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes tels que R410A, R404A, R507A et R407A. En utilisant l'équation d'état de Soave, Asselineau *et al.* (1978) ont développé un modèle pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes à l'état saturé. Enfin, certains logiciels de calcul des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes sont également disponibles sur internet (IRC, 2012).

Le calcul des propriétés de transport est aussi indispensable pour la modélisation des machines thermodynamiques. Geller *et al.* (2001) ont développé un modèle pour calculer la conductivité thermique des mélanges de fluides frigorigènes à l'aide d'une corrélation en fonction de la masse volumique et de la température. Ding *et al.* (2005) ont présenté un modèle constitué d'équations polynomiales implicites pour calculer les propriétés thermiques des fluides frigorigènes purs et mélangés.

Comme mentionné par Rasmussen et Shenoy (2012), peu de travaux dans la littérature présentent une validation expérimentale détaillée de modèles dynamiques de machines à cause des difficultés liées à l'initialisation des variables et à l'ajustement paramétrique des modèles. La plupart d'entre eux ne présentent que des résultats de simulation ou une validation en régime stationnaire.

2.2 Structure globale du modèle de la machine

Préalablement à la description des sous-modèles de chaque composant, il est nécessaire de considérer la structure globale du modèle complet qui conditionne certains choix, en particulier de conditions limites.

La machine frigorifique à l'étude dans cette thèse est constituée principalement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur, d'un évaporateur et d'un organe supplémentaire - un réservoir stockant du fluide frigorigène en excès. Le fluide frigorigène traverse les uns après les autres ces différents composants pour y subir des transformations.

La Figure 2.1 représente l'interconnexion des composants de la machine au niveau de la boucle de fluide frigorigène.

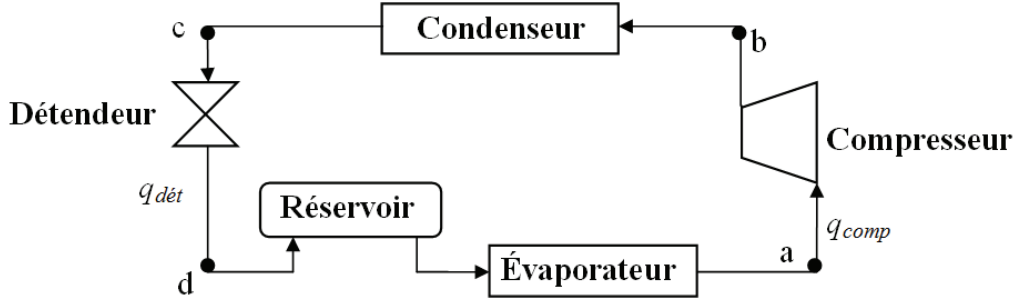


Figure 2.1 – Schéma d'interconnexions des composants de la machine

Le fonctionnement stationnaire de la machine est le suivant. Le compresseur aspire de la vapeur surchauffée (point a) du fluide frigorigène et l'amène de la pression d'évaporation (P_a) à la pression de condensation (P_b) à l'aide d'un apport de travail mécanique. La vapeur comprimée (point b) est ensuite refroidie et liquéfiée au sein du condenseur par circulation d'un fluide externe. Le fluide frigorigène refroidi (point c) est ensuite admis au détendeur où sa pression et température sont abaissées. Au niveau de l'évaporateur, un autre fluide extérieur cède de l'énergie pour permettre l'évaporation du fluide frigorigène jusqu'à l'état de vapeur surchauffée pour qu'il soit ensuite aspiré par le compresseur (point a).

Le modèle de la machine consiste en l'interconnexion des sous-modèles relatifs à chaque organe. Seuls les deux échangeurs sont considérés dynamiquement, conformément aux hypothèses classiquement adoptées dans la littérature. Le caractère cyclique du dispositif et le fait que le circuit de fluide frigorigène est un système fermé, conduisent à réaliser une interconnexion qui satisfasse automatiquement la contrainte que la masse de fluide frigorigène est constante. Considérons $q_{comp}(t)$ et $q_{dét}(t)$, les débits massiques traversant respectivement le compresseur et la vanne de détente. Les bilans globaux de masse au niveau des échangeurs s'écrivent :

$$\begin{cases} q_{comp}(t) = q_{dét}(t) + \frac{d \int_0^{L_{cond}} \rho_{cond}(z,t) S_{cond} dz}{dt} \\ q_{dét}(t) = q_{comp}(t) + \frac{d \int_0^{L_{eva}} \rho_{eva}(z,t) S_{eva} dz}{dt} + \frac{dm_{rés}(t)}{dt} \end{cases} \quad (2.1)$$

On constate d'après les équations (2.1) que la masse totale de fluide frigorigène $\int_0^{L_{cond}} \rho_{cond}(z,t) S_{cond} dz + \int_0^{L_{eva}} \rho_{eva}(z,t) S_{eva} dz + m_{rés}(t)$, qui est par hypothèse contenue dans les échangeurs et le réservoir uniquement, est bien constante si les débits $q_{comp}(t)$ et $q_{dét}(t)$ sont

utilisés comme conditions limites du bilan de masse aux deux extrémités de chaque échangeur. Ces débits sont par ailleurs calculés à l'aide des modèles statiques de la vanne et du détendeur.

En ce qui concerne les autres variables, l'interconnexion est organisée de la façon suivante (figure 2.1). Les données d'entrée pour les modèles du compresseur et du détendeur sont les différences des pressions en amont et en aval et l'état thermodynamique du fluide frigorigène aux points c et a. On calcule l'état thermodynamique aux points b et d et les débits $q_{comp}(t)$ et $q_{dét}(t)$. Pour les modèles des échangeurs et du réservoir, les données d'entrée sont les débits $q_{comp}(t)$ et $q_{dét}(t)$ et les conditions thermodynamiques aux points b et d. On calcule alors l'état thermodynamique aux points c et a. Il est à noter que dans ce travail, le réservoir est considéré comme une part supplémentaire de l'évaporateur (voir la section 2.5).

D'après les analyses précédentes, on peut conclure que tous les sous-modèles de la machine sont interconnectés de façon globale et la résolution numérique du modèle doit être simultanée et non pas séquentielle.

2.3 Calcul des propriétés du fluide frigorigène

Le fluide utilisé dans cette étude est le R410A. C'est un mélange à 50 % en masse de R32 (difluorométhane) et de R125 (pentafluoroéthane). Nous avons retenu l'équation d'état de Lemmon (2003) pour calculer les propriétés thermodynamiques du R410A à l'état monophasique. Cette équation a été développée de façon spécifique pour des mélanges de composition fixe en considérant que leur comportement pouvait être assimilé à celui de corps purs. On peut ainsi constater sur la Figure 2.2, où sont représentées les pressions d'ébullition et de rosée du R410A en fonction de la température, que cette hypothèse est confirmée pour ce mélange.

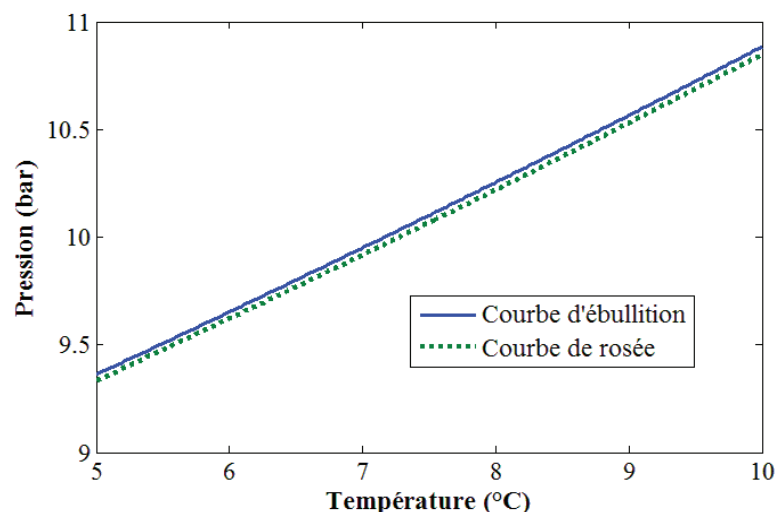


Figure 2.2 – Pressions d'ébullition et de rosée du R410A (Lemmon, 2003)

On constate en effet que ces deux courbes sont quasiment confondues. L'approche développée par Lemmon (2003) permet un calcul beaucoup plus simple et rapide des propriétés de la zone monophasique.

En ce qui concerne le calcul des propriétés thermodynamiques à l'état diphasique, nous avons ajusté des équations polynômiales s'appuyant sur les données de l'ASHRAE (2001).

2.3.1 Calcul des propriétés thermodynamiques à l'état monophasique

L'équation d'état développée par Lemmon (2003) est utilisée pour calculer les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène à l'état monophasique (zones liquide, vapeur et supercritique) en le considérant comme un corps pur. Cette équation d'état est formulée en utilisant l'énergie libre comme propriété fondamentale. Les variables indépendantes sont la masse volumique ρ_m et la température T , qui sont aussi les variables indépendantes du modèle dynamique de la machine. Les expressions analytiques de la pression P_m , de l'énergie interne massique u_m , de l'enthalpie massique h_m , et de l'entropie massique s_m sont données en fonction de ces deux variables :

$$P_m = P_m(\rho_m, T), u_m = u_m(\rho_m, T), h_m = h_m(\rho_m, T), s_m = s_m(\rho_m, T) \quad (2.2)$$

À partir de ces expressions, on peut également calculer les dérivées partielles $\left(\frac{\partial P_m}{\partial \rho_m}\right)_T$, $\left(\frac{\partial P_m}{\partial T}\right)_{\rho_m}$, $\left(\frac{\partial u_m}{\partial \rho_m}\right)_T$, $\left(\frac{\partial u_m}{\partial T}\right)_{\rho_m}$ qui seront utilisées dans le modèle. Toutes les équations nécessaires pour l'utilisation du modèle de Lemmon sont explicitées dans l'annexe A.

2.3.2 Calcul des propriétés thermodynamiques à l'état diphasique

Le modèle de Lemmon (2003) permet de calculer les propriétés du mélange diphasique *a priori*, mais cela complique très sérieusement les calculs réalisés dans le cadre du modèle des échangeurs. Un modèle empirique sous forme polynômiale est donc utilisé pour les propriétés relatives à l'équilibre liquide-vapeur :

$$F(T) = a_0 T^n + a_1 T^{n-1} + \dots + a_{n-1} T + a_n \quad (2.3)$$

où F représente la pression de vapeur saturante P_d , la masse volumique du liquide ρ_l , la masse volumique de la vapeur ρ_v , l'énergie interne massique du liquide u_l , l'énergie interne massique de la vapeur u_v , l'enthalpie massique du liquide h_l , l'enthalpie massique de la vapeur h_v , la capacité thermique du liquide c_l , la capacité thermique de la vapeur c_v .

Un autre modèle empirique est utilisé pour calculer la température à l'équilibre liquide-vapeur en fonction de la pression de vapeur saturante :

$$T = a_0 P_d^n + a_1 P_d^{n-1} + \dots + a_{n-1} P_d + a_n \quad (2.4)$$

À partir des données de l'ASHRAE sur le R-410A, les coefficients des équations (2.3) et (2.4) ont été déterminés par régression non linéaire avec la méthode des moindres carrés. Ils sont donnés dans l'annexe A. Il est à noter qu'une précision très importante à 10^{-14} degré est requise pour ces coefficients compte tenu du degré des équations polynômiales utilisées. À titre d'exemple, les variations de la masse volumique et de l'enthalpie massique en fonction de la température sont présentées sur la Figure 2.3.

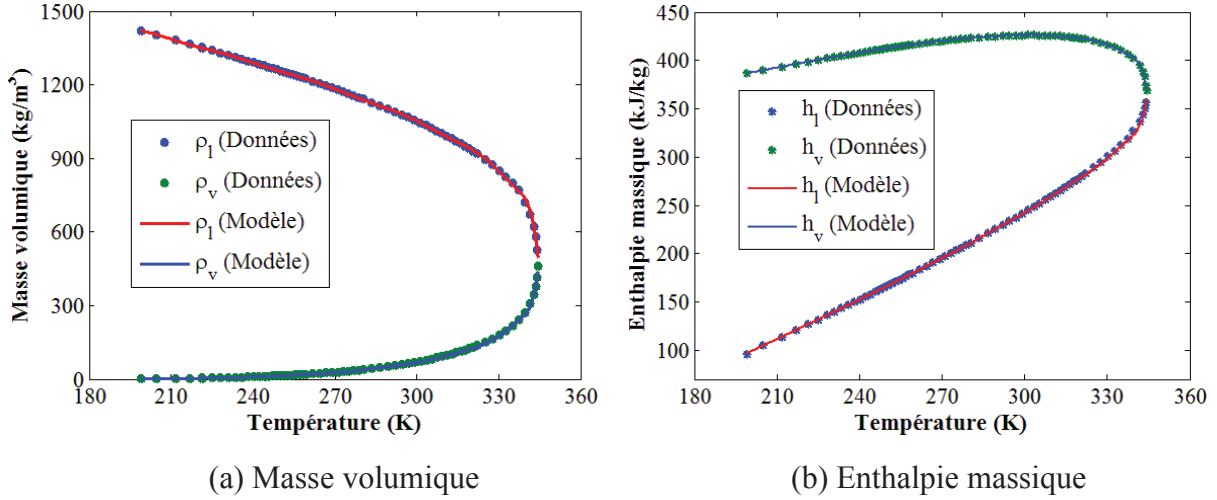


Figure 2.3 – Identification des coefficients des formules de calcul de la masse volumique et de l'enthalpie massique du liquide et de la vapeur

En définissant x comme la fraction massique de vapeur, on peut alors calculer les propriétés du mélange diphasique comme la masse volumique ρ_d , l'énergie interne massique u_d et l'enthalpie massique h_d en fonction de x et T :

$$\frac{1}{\rho_d(T, x)} = \frac{x}{\rho_v(T)} + \frac{1-x}{\rho_l(T)} \quad (2.5)$$

$$u_d(T, x) = xu_v(T) + (1-x)u_l(T) \quad (2.6)$$

$$h_d(T, x) = xh_v(T) + (1-x)h_l(T) \quad (2.7)$$

A partir des équations (2.3), (2.5) et (2.6), on peut aussi calculer les dérivées $\frac{dP_d}{dT}$, $\left(\frac{\partial \rho_d}{\partial T}\right)_x$, $\left(\frac{\partial \rho_d}{\partial x}\right)_T$, $\left(\frac{\partial u_d}{\partial T}\right)_x$ et $\left(\frac{\partial u_d}{\partial x}\right)_T$ nécessaires à la résolution du modèle.

2.3.3 Représentation des données issues du modèle thermodynamique

À titre d'illustration, on a représenté sur la Figure 2.4 le diagramme pression - enthalpie massique du R410A tel que fourni par le modèle décrit ci-dessus. Le comportement du

modèle est conforme et surtout, les calculs concernant la zone monophasique et l'enveloppe de la zone diphasique sont très bien raccordés.

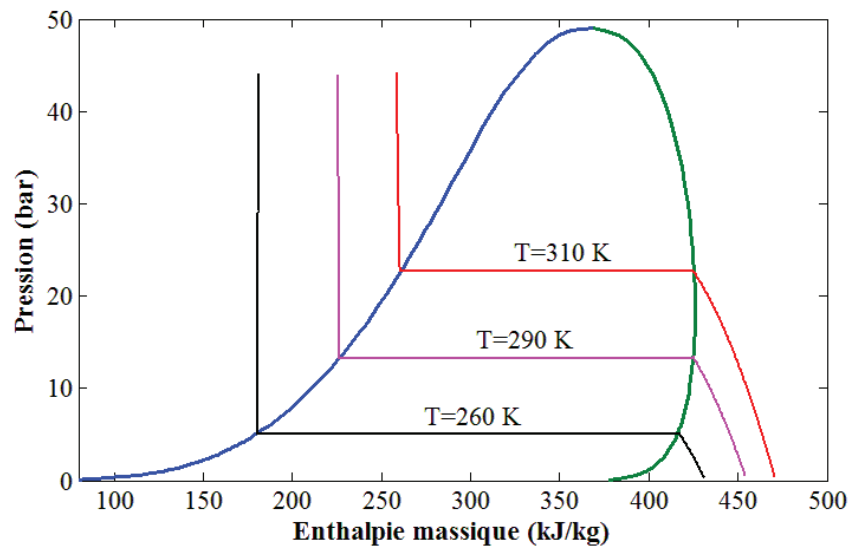


Figure 2.4 – Diagramme pression - enthalpie massique du R410A

2.3.4 Calcul des propriétés de transport du fluide frigorigène

Les propriétés de transport du fluide frigorigène comme la conductivité thermique du liquide λ_l , la conductivité thermique de la vapeur λ_v , la viscosité dynamique du liquide μ_l , et la viscosité dynamique de la vapeur μ_v doivent également être calculées.

Dans cette étude, les propriétés de transport du liquide et de la vapeur sont prises à leurs valeurs à la saturation. Elles sont également calculées à l'aide du modèle empirique de l'équation (2.3) à partir des données de l'ASHRAE (2003) (Figure 2.5). Les coefficients sont donnés dans l'annexe A.

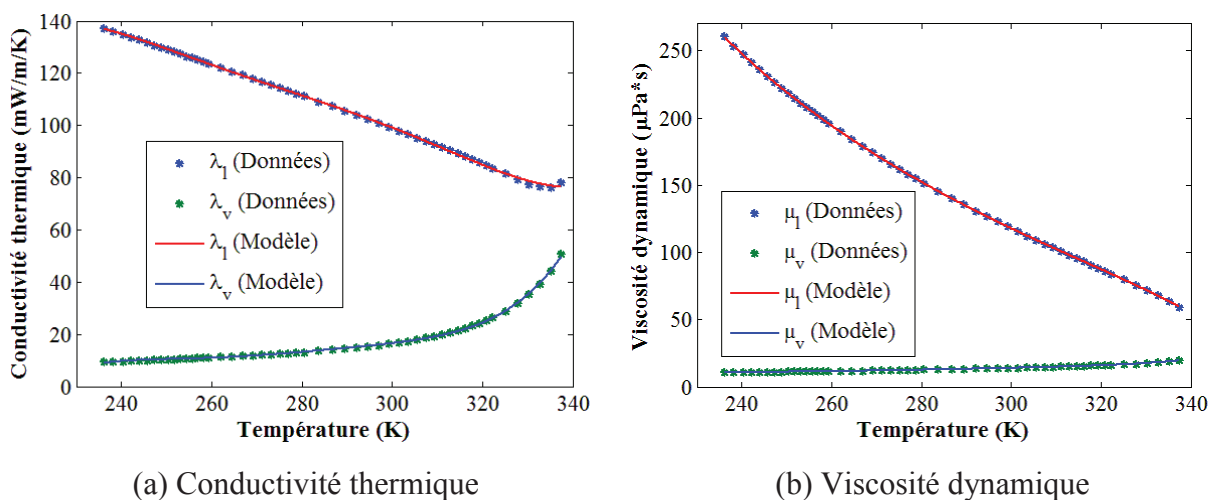


Figure 2.5 – Identification des coefficients des formules de calcul de la conductivité thermique et de la viscosité dynamique du liquide et de la vapeur saturés

2.4 Modèle générique des échangeurs de chaleur

Compte tenu du fait que le comportement dynamique d'une pompe à chaleur est essentiellement conditionné par celui des échangeurs de chaleur, l'effort principal a porté sur la représentation de ces derniers. Le condenseur et l'évaporateur sont traités de la même façon à l'aide du modèle d'un échangeur équivalent à tubes coaxiaux pour lequel nous avons adopté un modèle 1D. Les dimensions de l'échangeur équivalent sont déterminées à partir des caractéristiques réelles de l'échangeur de chaleur (surface d'échange, masse de la paroi de l'échangeur, volume du fluide frigorigène, etc.).

2.4.1 Discrétisation spatiale et équations de bilan

La Figure 2.6 montre la discrétisation spatiale en N éléments que nous avons utilisés pour une configuration à co-courant. Les écoulements du fluide frigorigène et du deuxième fluide sont représentés chacun par une cascade de N RPAC de volumes fixes. Par définition, les propriétés thermodynamiques dans chaque réacteur k sont supposées uniformes et égales à celles du fluide en sortie du réacteur considéré. Pour constituer l'élément k , on associe à chaque couple de RPAC représentant les fluides une zone de paroi à température uniforme conduisant à une représentation du transfert de chaleur par un schéma électrique équivalent (voir par exemple Bond *et al.*, 2013 ; Maestre *et al.*, 2013). Les hypothèses principales du modèle sont :

- a) les pertes de charge ne sont pas prises en compte ;
- b) le liquide et la vapeur sont à l'équilibre thermodynamique dans les zones diphasiques et s'écoulent à la même vitesse (modèle dit homogène (Schalbart et Haberschill, 2013)) ;
- c) les effets de conduction axiale sont négligés ;
- d) le deuxième fluide reste à l'état monophasique et sa masse volumique est constante.

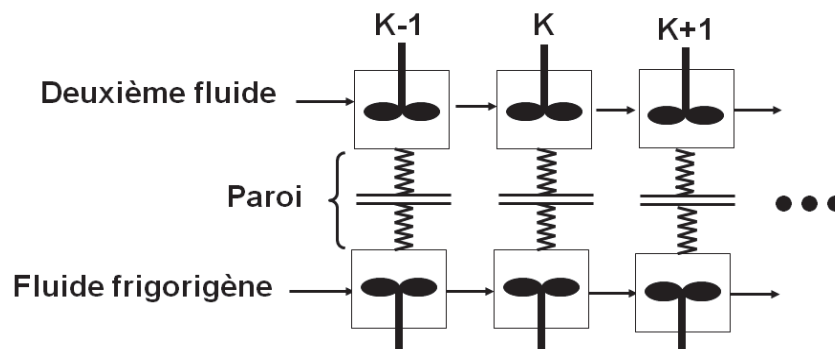


Figure 2.6 – Schéma de discrétisation spatiale de l'échangeur en N éléments

En appliquant les hypothèses précédentes, les bilans d'énergie et de matière du $k^{\text{ième}}$ élément s'expriment comme suit.

Bilans de matière et d'énergie du fluide frigorigène :

$$q_{k-1} = q_k + V_k \frac{d\rho_k}{dt} \quad (2.8)$$

$$h_{k-1}q_{k-1} + \alpha_{ip,k} S_{ip,k} (T_{p_k} - T_k) = h_k q_k + V_k \frac{d\rho_k u_k}{dt} = h_k q_k + V_k \left(u_k \frac{d\rho_k}{dt} + \rho_k \frac{du_k}{dt} \right) \quad (2.9)$$

où q_k est le débit massique en sortie du $k^{\text{ième}}$ RPAC, h_k , u_k et ρ_k les enthalpie, énergie interne massiques et la masse volumique au même point.

Bilans d'énergie de la paroi et du deuxième fluide :

$$m_{p,k} c_p \frac{dT_{p_k}}{dt} = \alpha_{ip,k} S_{ip,k} (T_k - T_{p_k}) + \alpha_{ep,k} S_{ep,k} (T_{a_k} - T_{p_k}) \quad (2.10)$$

$$m_{a,k} c_a \frac{dT_{a_k}}{dt} = q_a c_a (T_{a_{k-1}} - T_{a_k}) + \alpha_{ep,k} S_{ep,k} (T_{p_k} - T_{a_k}) \quad (2.11)$$

où α représente les différents coefficients de transfert de chaleur fluide-paroi intervenant dans le modèle.

Il est à noter que les pertes de charges sont négligées dans ce modèle, donc le bilan de quantité de mouvement pour le fluide frigorigène (voir par exemple Jia *et al.*, 1999 ; Schalbar et Haberschill, 2013) n'est pas pris en compte.

2.4.2 Construction de la structure mathématique

La résolution des équations (2.8) et (2.9) diffère en fonction du caractère mono- ou diphasique du fluide frigorigène dans l'élément k . Une éventuelle commutation entre les différentes configurations possibles nécessite l'identification d'évènements discrets de déclenchement de cette commutation : il s'agit donc d'une modélisation de type hybride. Ces évènements discrets sont basés sur un test qui doit être effectué à chaque pas de temps pour déterminer l'état du fluide frigorigène dans chaque RPAC. Si cet état ne change pas, la résolution continue selon la configuration en cours. Si cet état change, une commutation est nécessaire et la résolution continue selon la nouvelle configuration.

Afin d'obtenir une structure mathématique unique pour traiter ce problème hybride, on définit un vecteur d'état complet ou étendu qui permet de décrire toutes les configurations possibles :

$$X = [\rho_1 \ T_1 \ x_1 \ T_{p_1} \ T_{a_1} \ \dots \ \rho_N \ T_N \ x_N \ T_{p_N} \ T_{a_N}]^T \quad (2.12)$$

Dans la suite et pour plus de clarté, on considère tout d'abord séparément les configurations mono- et diphasique, et ensuite une structure globale unique de résolution est proposée.

2.4.2.1 Configuration monophasique

Dans l'hypothèse où le fluide frigorigène serait à l'état monophasique dans les N éléments, conformément au modèle thermodynamique de Lemmon (voir la section 2.3), les propriétés du fluide ne dépendraient que de la masse volumique ρ_m et de la température T de même que leurs dérivées par rapport au temps :

$$\frac{dP_{m,k}}{dt} = \left(\frac{\partial P_{m,k}}{\partial \rho_{m,k}} \right)_T \frac{d\rho_{m,k}}{dt} + \left(\frac{\partial P_{m,k}}{\partial T_k} \right)_\rho \frac{dT_k}{dt} \quad (2.13)$$

$$\frac{du_{m,k}}{dt} = \left(\frac{\partial u_{m,k}}{\partial \rho_{m,k}} \right)_T \frac{d\rho_{m,k}}{dt} + \left(\frac{\partial u_{m,k}}{\partial T_k} \right)_\rho \frac{dT_k}{dt} \quad (2.14)$$

Dans cette hypothèse, en combinant l'équation (2.14) avec l'équation (2.9), on obtient pour le bilan d'énergie :

$$\begin{aligned} & V_k \left(u_{m,k} + \rho_{m,k} \left(\frac{\partial u_{m,k}}{\partial \rho_{m,k}} \right)_T \right) \frac{d\rho_{m,k}}{dt} + V_k \rho_k \left(\frac{\partial u_{m,k}}{\partial T_k} \right)_{\rho_m} \frac{dT_k}{dt} \\ &= h_{m,k-1} q_{k-1} - h_{m,k} q_k + \alpha_{ip,k} S_{ip,k} (T_{p_k} - T_k) \end{aligned} \quad (2.15)$$

La fraction massique de vapeur est constante (0 ou 1) dans la zone monophasique soit :

$$\frac{dx_{m,k}}{dt} = 0 \quad (2.16)$$

Finalement les équations (2.8), (2.10), (2.11), (2.15) et (2.16) appliquées aux N éléments forment un système dynamique implicite constitué de $5N$ équations différentielles ordinaires :

$$A_m(X) \cdot \dot{X} = B_m(X) \quad (2.17)$$

où les expressions de la matrice $A_m(X)$ et du vecteur $B_m(X)$ sont données dans l'annexe B.

2.4.2.2 Configuration diphasique

Dans une configuration où tous les RPAC ne contiendraient du fluide frigorigène qu'à l'état diphasique, les propriétés thermodynamiques de chaque phase ne dépendraient que d'une variable d'état. Dans ce cas, les propriétés du mélange diphasique du fluide frigorigène s'exprimeraient en fonction de la température T et de la fraction massique de vapeur x , ainsi que leurs dérivées par rapport au temps :

$$\frac{dP_{d,k}}{dt} = \left(\frac{dP_{d,k}}{dT_k} \right) \frac{dT_k}{dt} \quad (2.18)$$

$$\frac{d\rho_{d,k}}{dt} = \left(\frac{\partial \rho_{d,k}}{\partial x_k} \right)_T \frac{dx_k}{dt} + \left(\frac{\partial \rho_{d,k}}{\partial T_k} \right)_x \frac{dT_k}{dt} \quad (2.19)$$

$$\frac{du_{d,k}}{dt} = \left(\frac{\partial u_{d,k}}{\partial x_k} \right)_T \frac{dx_k}{dt} + \left(\frac{\partial u_{d,k}}{\partial T_k} \right)_x \frac{dT_k}{dt} \quad (2.20)$$

Dans cette hypothèse, en combinant les équations (2.19) et (2.20) avec l'équation (2.9), on obtient pour le bilan d'énergie :

$$\begin{aligned} & V_k \left(\left(u_k \left(\frac{\partial \rho_{d,k}}{\partial x_k} \right)_T + \rho_{d,k} \left(\frac{\partial u_{d,k}}{\partial x_k} \right)_T \right) \frac{dx_k}{dt} + \left(u_k \left(\frac{\partial \rho_{d,k}}{\partial T_k} \right)_x + \rho_k \left(\frac{\partial u_{d,k}}{\partial T_k} \right)_x \right) \frac{dT_k}{dt} \right) \\ & = q_{k-1} h_{d,k-1} + \alpha_{ip,k} S_{ip,k} (T_{p_k} - T_k) - q_k h_{d,k} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Si maintenant on applique les équations (2.8), (2.10), (2.11), (2.19) et (2.21) aux N éléments, un autre système dynamique implicite constitué de $5N$ équations différentielles ordinaires est obtenu :

$$A_d(X) \cdot \dot{X} = B_d(X) \quad (2.22)$$

où les expressions de la matrice $A_d(X)$ et du vecteur $B_d(X)$ sont données dans l'annexe B.

2.4.2.3 Configuration globale

Les systèmes dynamiques (2.17) et (2.22) sont identiques du point de vue de leur forme mathématique, ils peuvent donc être exprimés par un modèle générique unique :

$$A(X) \cdot \dot{X} = B(X) \quad (2.23)$$

avec $A = E \cdot A_m + (I - E) \cdot A_d$ et $B = E \cdot B_m + (I - E) \cdot B_d$, où E est une matrice diagonale $5N \times 5N$ dont les valeurs sont binaires. Le $k^{ième}$ élément diagonal de E est égal à 0 si l'état du fluide frigorigène dans le $k^{ième}$ élément est diphasique et il vaut 1 si l'état du fluide frigorigène dans le $k^{ième}$ élément est monophasique. I est la matrice identité $5N \times 5N$. Lorsqu'un changement de configuration est détecté dans au moins un des éléments, on remet à jour la matrice E ce qui a pour effet de modifier A et B pour que le calcul continue dans la nouvelle configuration.

Il est à noter que le modèle proposé ici est la version dynamique du modèle dit homogène dans le domaine des échangeurs multiphasiques. Les deux phases sont supposées s'écouler à la même vitesse et la fraction massique de vapeur x est calculée à partir des équations de bilan. Dans le cas contraire, il aurait fallu introduire un modèle relatif au facteur de glissement (voir par exemple Baroczy, 1965 ; Yashar *et al.*, 2001).

2.4.2.4 Calcul des débits massiques

La résolution du système (2.23) nécessite le calcul des débits massiques du fluide frigorigène. En combinant les équations (2.8), (2.13) et (2.15), la dérivée de la pression en configuration monophasique s'exprime en fonction des débits :

$$\frac{dP_{m,k}}{dt} = c_{1_k} q_{k-1} + c_{2_k} q_k + c_{3_k} \quad (2.24)$$

De la même façon, la dérivée de la pression en configuration diphasique s'écrit en fonction des débits en combinant les équations (2.8), (2.18), (2.19) et (2.21) :

$$\frac{dP_{d,k}}{dt} = d_{1_k} q_{k-1} + d_{2_k} q_k + d_{3_k} \quad (2.25)$$

Posons que v est un vecteur d'état de dimension N , dont la coordonnée v_k vaut 1 si l'état du fluide frigorigène est monophasique dans le RPAC numéro k et 0 s'il est diphasique. Les équations (2.24) et (2.25) peuvent être exprimées selon une forme unique :

$$\frac{dP_k}{dt} = [v_k c_{1_k} + (1 - v_k) d_{1_k}] q_{k-1} + [v_k c_{2_k} + (1 - v_k) d_{2_k}] q_k + v_k c_{3_k} + (1 - v_k) d_{3_k} \quad (2.26)$$

D'après l'hypothèse que la pression est uniforme tout au long du tube, soit $P_k(t) = P_{k+1}(t)$, la relation suivante est aussi vraie quelle que soit la configuration :

$$\frac{dP_k}{dt} = \frac{dP_{k+1}}{dt} \quad (2.27)$$

En combinant les relations (2.26) et (2.27), on obtient une relation entre les débits q_{k-1} , q_k et q_{k+1} que l'on peut appliquer pour $k = 1..N-1$ et obtenir la relation matricielle suivante :

$$C(X, v) \cdot Q = D(X, v) \quad (2.28)$$

où $Q^T = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_{N-1}]$. Les débits d'entrée du premier RPAC q_0 et de sortie q_N du $N^{\text{ième}}$ RPAC sont les conditions limites du modèle d'échangeur et sont déterminés par les modèles du détendeur et du compresseur selon l'interconnexion des sous-modèles définie section 2.2. Les expressions de la matrice C et du vecteur D sont données dans l'annexe B.

2.4.3 Détection des changements de configuration

La solution numérique des équations (2.23) et (2.28) nécessite de connaître l'état du fluide frigorigène dans chaque RPAC. Pour cela, il faut établir le mécanisme de détection des changements de configuration au cours du temps. À partir d'une situation initiale à deux phases, si la fraction massique de la vapeur atteint une valeur proche de 0 ou 1, le fluide frigorigène est considéré comme monophasique. Pour une situation initiale monophasique, le fluide frigorigène devient diphasique lorsque sa température est inférieure ou supérieure à la température d'équilibre à la pression du système (Figure 2.7).

Il est à noter qu'après un changement de configuration, il faut réinitialiser les valeurs des variables d'état. Par exemple, lorsque la configuration d'un RPAC passe de l'état diphasique à l'état monophasique vapeur, il faut réinitialiser la valeur x de la fraction massique de vapeur à 1.

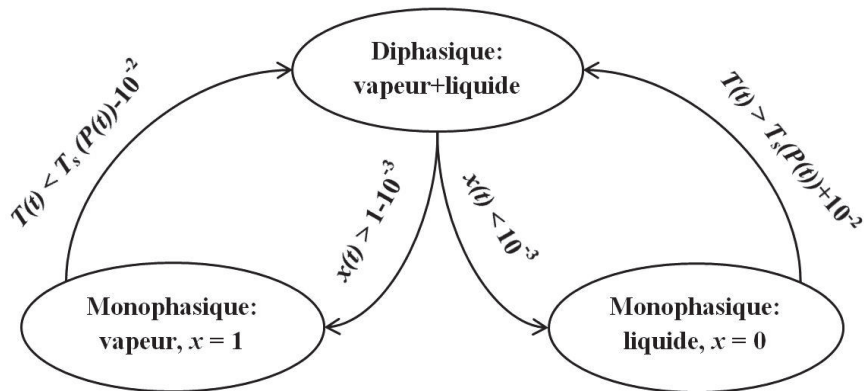


Figure 2.7 – Schéma de commutation entre configurations

2.4.4 Simulation numérique du modèle générique des échangeurs

2.4.4.1 Résolution numérique

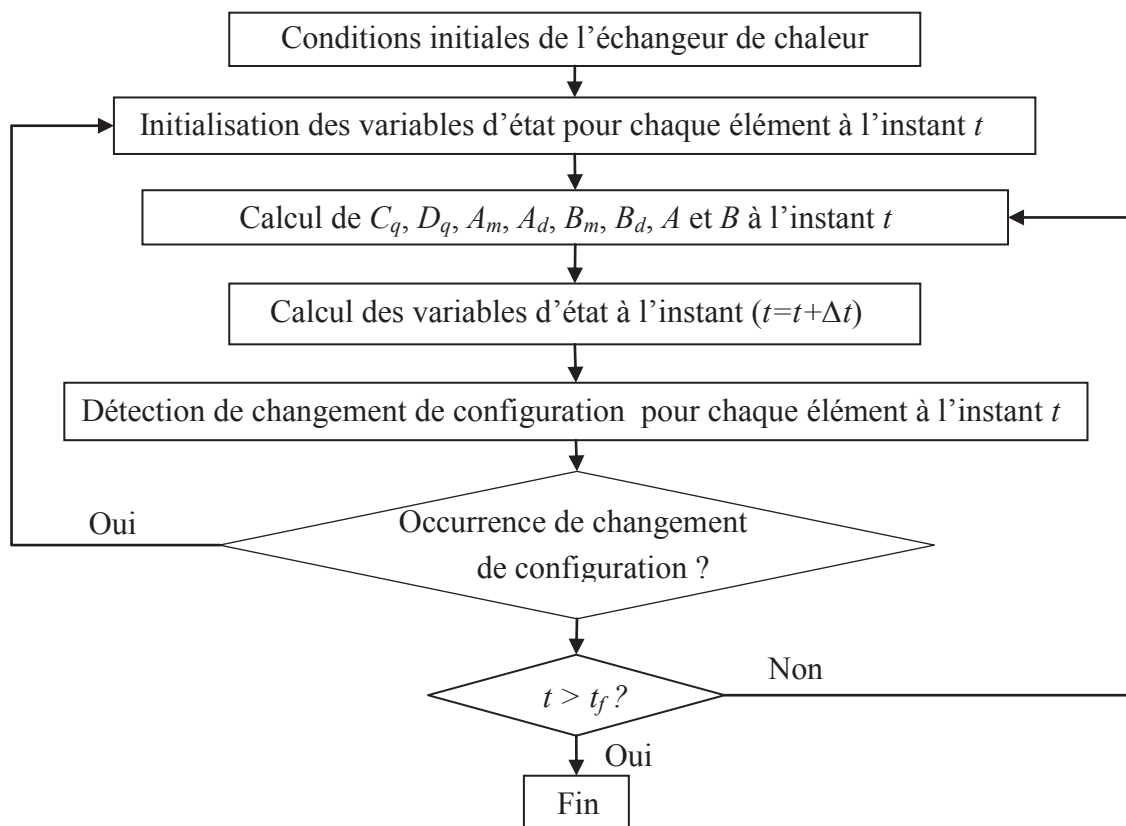


Figure 2.8 – Algorithme de résolution numérique du modèle des échangeurs

Le Figure 2.8 décrit l'algorithme de résolution numérique du modèle des échangeurs (système d'équations algèbro-différentielles (2.23)). Cet algorithme a été développé en utilisant le logiciel Matlab®. La méthode de Runge-Kutta de quatrième ordre à pas fixe a été utilisée pour effectuer l'intégration du système.

2.4.4.2 Etude de sensibilité

Afin de connaître l'influence du nombre de RPAC, une étude de sensibilité a été réalisée en faisant varier le nombre de RPAC sur le modèle de l'évaporateur et du condenseur. Les valeurs de pressions, de surchauffe en sortie d'évaporateur et de sous-refroidissement en sortie de condenseur à l'état stationnaire ont été comparées (Figure 2.9). Les paramètres utilisés dans les simulations correspondent à ceux donnés dans le Tableau 2.1. Les résultats obtenus ont montré qu'un nombre de 30 RPAC pour le modèle de l'évaporateur et un nombre de 20 RPAC pour le modèle du condenseur sont suffisants.

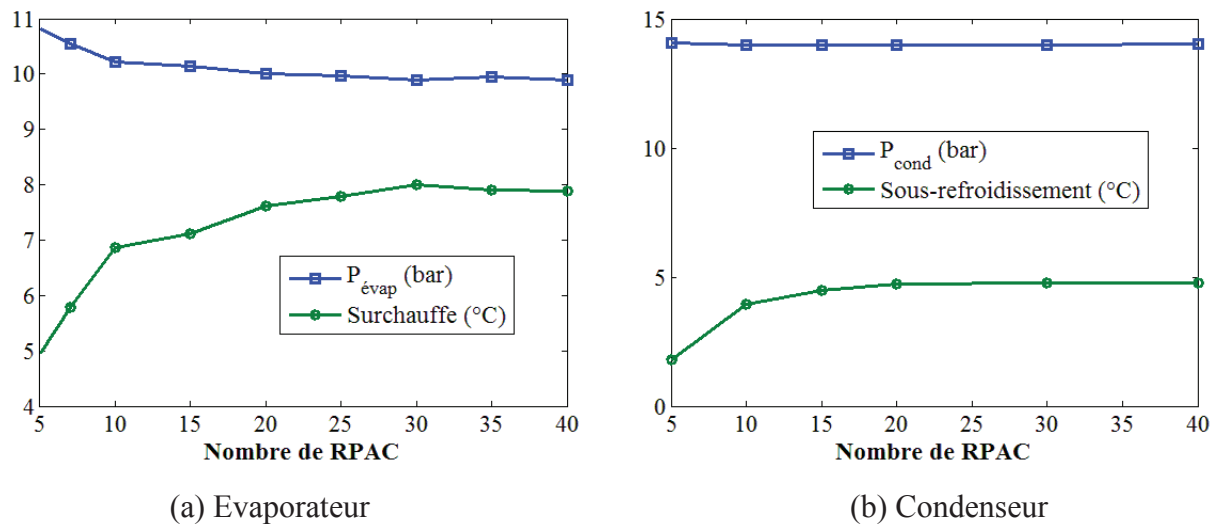


Figure 2.9 – Influence du nombre de RPAC sur le modèle des échangeurs à l'état stationnaire

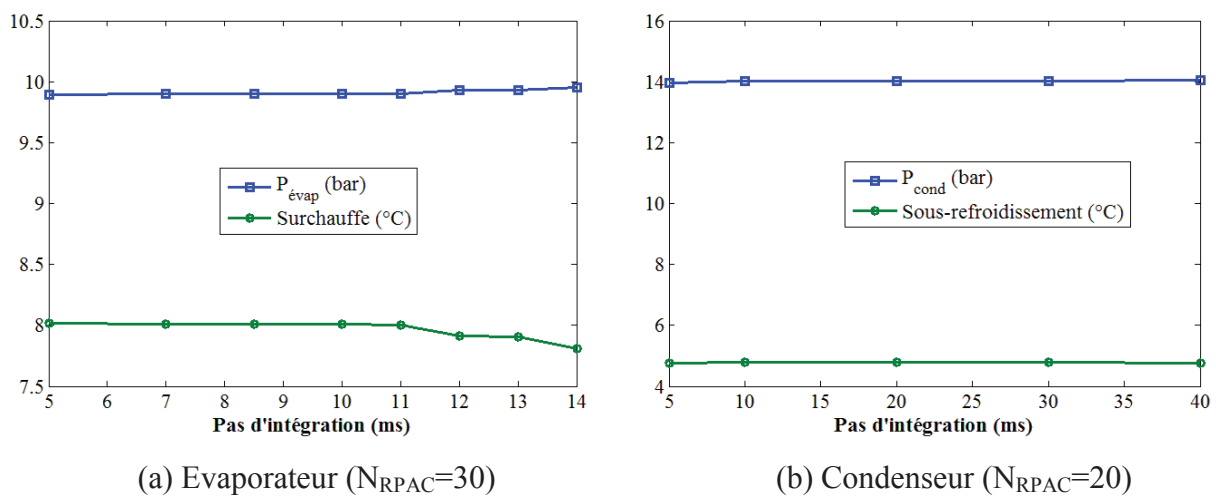


Figure 2.10 – Influence du pas d'intégration sur le modèle des échangeurs à l'état stationnaire

Les résultats de simulation numérique ont montré l'influence du pas d'intégration sur le temps de calcul. Pour cela, différents pas d'intégration ont été testés (Figure 2.10). Dans le modèle de l'évaporateur, les résultats obtenus ont montré que la simulation ne converge plus avec un pas d'intégration supérieure à 14 ms. Le modèle du condenseur se montre moins sensible au pas d'intégration. Un pas d'intégration de 40 ms a été choisi.

2.4.4.3 Exemples de simulations et discussion

Le modèle d'échangeur décrit précédemment est très flexible puisqu'une structure unique est utilisée pour l'évaporateur et le condenseur. On peut en effet passer automatiquement d'une configuration condenseur à une configuration évaporateur et vice-versa en fonction des sollicitations externes (température d'entrée du fluide externe, débits aux bornes de l'échangeur, etc.).

Deux exemples de simulation numérique sont donnés pour illustrer cette flexibilité. Les principaux paramètres utilisés dans les simulations sont donnés dans le Tableau 2.1.

Tableau 2.1 – Paramètres utilisés dans les simulations

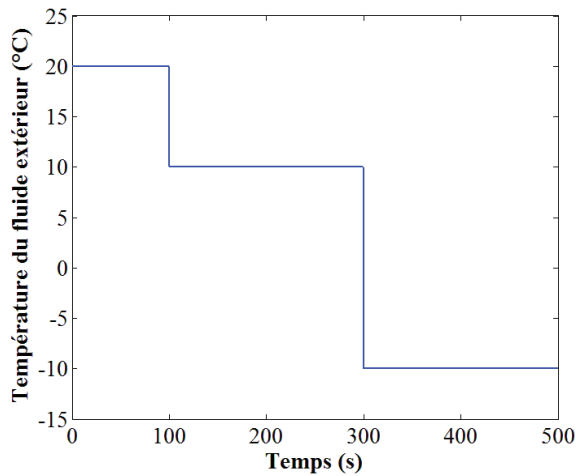
Symbole	Description	Valeur
N_{RPAC}	Nombre de RPAC	30
V	Volume du fluide frigorigène (l)	2,59
S_{ep}	Surface d'échange côté du deuxième fluide (m ²)	3,52
S_{ip}	Surface d'échange côté du fluide frigorigène (m ²)	3,41
m_a	Masse du deuxième fluide (kg)	2,51
m_p	Masse de la paroi (kg)	1
α_{ep}	Coefficient d'échange côté du deuxième fluide (W m ⁻² J ⁻¹)	2000
α_{ip}	Coefficient d'échange côté du fluide frigorigène (W m ⁻² J ⁻¹)	1000

Une situation simplifiée est appliquée sur les conditions de la simulation :

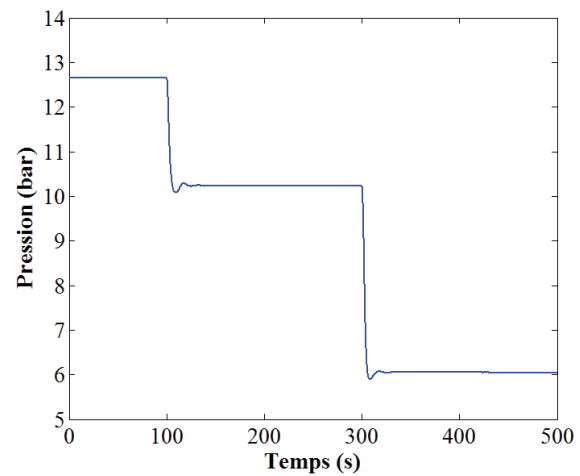
- les coefficients d'échange thermique du côté intérieur de la paroi et du côté extérieur sont supposés constants tout au long de l'échangeur de chaleur ;
- l'état initial de l'échangeur est à l'équilibre thermodynamique ;
- les débits du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie sont imposés.

La Figure 2.11 montre les réponses dynamiques de l'échangeur de chaleur à des variations en échelon de la température d'entrée du fluide extérieur. Les débits du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie sont imposés ainsi que l'enthalpie du fluide frigorigène à l'entrée. À partir de la distribution de fraction massique de vapeur, on constate que l'échangeur fonctionne initialement comme évaporateur. Sa capacité d'évaporation est abaissée lorsque la température d'entrée du fluide extérieur a diminué à partir de 100 s. Enfin, il devient même un condenseur quand la température d'entrée du fluide extérieur est encore réduite et qu'elle se trouve inférieure à la température du fluide frigorigène au-delà de 300 s. La température du

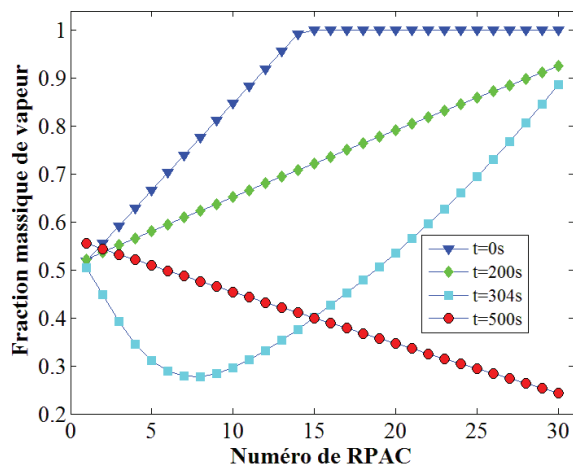
fluide frigorigène ainsi que la pression de l'échangeur diminuent avec l'abaissement de la température du fluide extérieur.



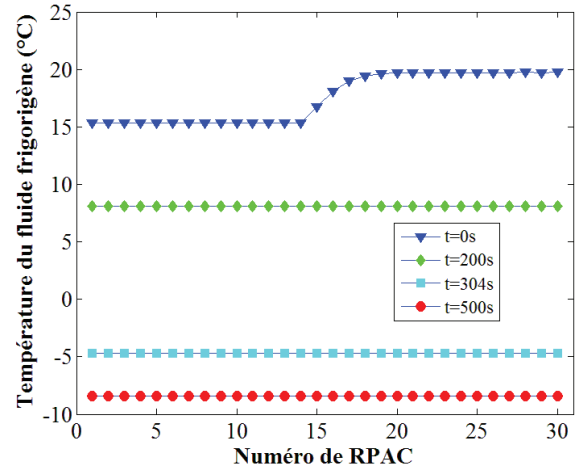
(a) Température d'entrée du fluide extérieur



(b) Pression



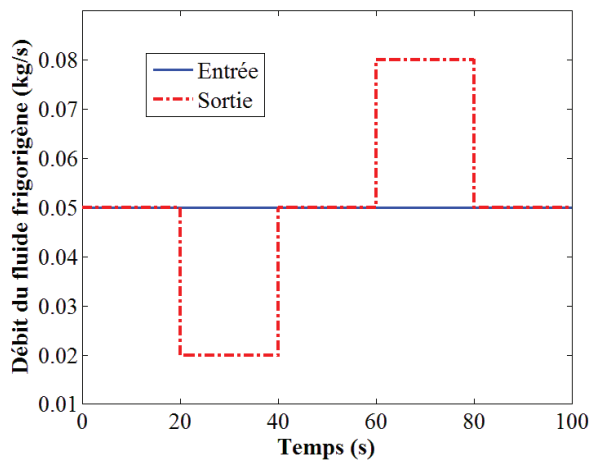
(c) Fraction massique de vapeur



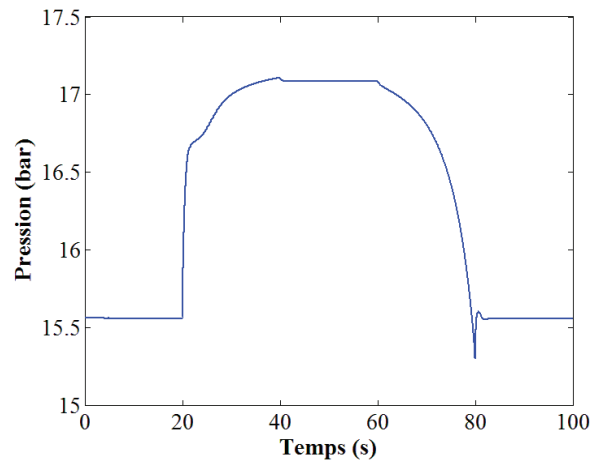
(d) Température du fluide frigorigène

Figure 2.11 – Réponses dynamiques à une variation en échelon de la température d'entrée du fluide extérieur

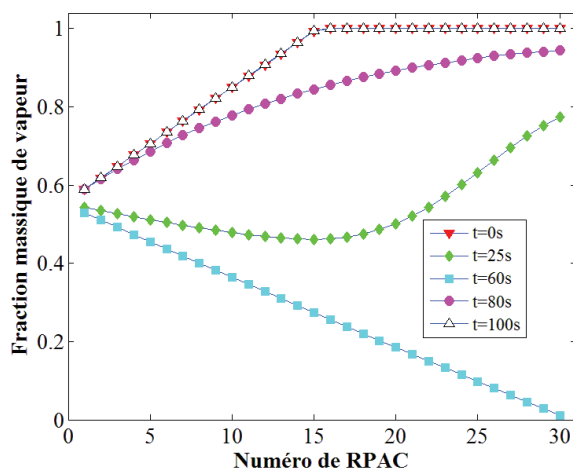
Sur la Figure 2.12, les réponses dynamiques de l'échangeur de chaleur à des variations en échelon du débit de sortie du fluide frigorigène sont reproduites. À partir de la distribution de fraction massique de vapeur, on constate que l'échangeur fonctionne initialement comme un évaporateur. Il devient un condenseur quand le débit en sortie devient inférieur au débit en entrée à partir de 20 s. On peut en effet constater que la température du fluide frigorigène est devenue supérieure à la température du fluide extérieur du fait de l'augmentation de pression due au déséquilibre des débits lors de la diminution du débit de sortie. Pour que le système retrouve son état initial, il faut évacuer la matière qui s'est accumulée dans l'échangeur en augmentant le débit de sortie pendant la même durée (de 60 s à 80 s). On trouve enfin que l'état thermodynamique de l'échangeur revient à son état initial.



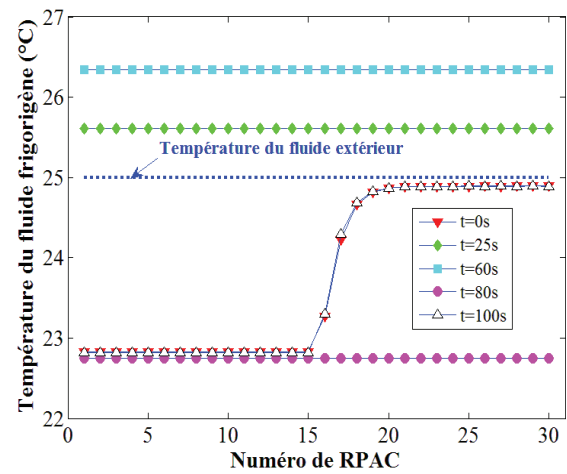
(a) Débit du fluide frigorigène



(b) Pression



(c) Fraction massique de vapeur



(d) Température du fluide frigorigène

Figure 2.12 – Réponses dynamiques à des variations en échelon de débit de sortie du fluide frigorigène

Ces simulations montrent les deux phénomènes couplés conditionnant le comportement thermique des échangeurs :

- un effet thermique direct lorsqu'on fait varier la température d'entrée du fluide extérieur ;
- un effet indirect lié au bilan de masse et à ses conséquences sur la pression.

De plus, ces deux exemples ont permis de démontrer que le modèle proposé prend en compte facilement toutes les configurations qui peuvent se produire dans les échangeurs du point de vue des phases en présence lors d'une simulation dynamique d'une pompe à chaleur. Cette flexibilité a été démontrée dans un cas extrême où la commutation permet de passer automatiquement d'une situation où l'échangeur sert d'évaporateur à une autre où il sert de condenseur. Selon le même principe, on pourrait assez facilement envisager d'inclure une commutation co- ou contre-courant dans le cas d'une inversion du cycle frigorifique ce qui n'est pas l'objectif poursuivi pour l'instant.

2.5 Modèle du réservoir

Le réservoir peut être intégré dans le modèle de l'évaporateur lorsque la pression dans le réservoir est proche de celle de ce dernier (Eldredge *et al.*, 2008). Concrètement, il s'agit d'ajouter un RPAC supplémentaire dans le modèle d'échangeur (voir Figure 2.13), en supposant qu'il fonctionne de façon adiabatique.

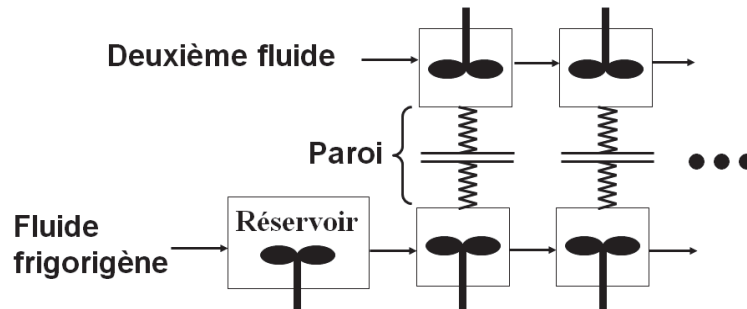


Figure 2.13 – Schéma d'intégration du réservoir dans l'échangeur

Les équations (2.23) et (2.28) sont ensuite étendues afin d'inclure les bilans de matière et d'énergie du fluide frigorigène dans le réservoir. Le débit et l'enthalpie à l'entrée du réservoir deviennent alors les nouvelles conditions limites à l'entrée du système, les conditions limites en sortie étant inchangées.

2.6 Modèles du compresseur

2.6.1 Principe du modèle

Le comportement du compresseur est représenté statiquement. Connaissant les pressions aux bornes du compresseur, sa vitesse de rotation et l'état thermodynamique du fluide à l'entrée, le modèle du compresseur doit permettre de calculer le débit q_{comp} et l'état thermodynamique du fluide à la sortie. L'hypothèse généralement admise est que le compresseur fonctionne de façon adiabatique. Nous avons testé deux modèles dans le cadre de ce travail.

2.6.2 Corrélations polynomiales

Les constructeurs de compresseur utilisent souvent des données expérimentales pour développer des cartes de performances de machines (débit massique, puissance absorbée, puissance frigorifique, coefficient de performance, etc.) en fonction des températures d'évaporation et de condensation (Kinab, 2009). Ces températures sont de fait à l'image des pressions puisque dans les échangeurs présents en amont et aval du compresseur, le fluide frigorigène se trouve à l'état diphasique. Le débit massique du fluide frigorigène à travers le compresseur et la puissance absorbée sont exprimés en équations polynomiales standardisées en fonction des températures d'évaporation et de condensation :

$$q_{comp} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_c + c_3 T_e^2 + c_4 T_e T_c + c_5 T_c^2 + c_6 T_e^3 + c_7 T_e^2 T_c + c_8 T_e T_c^2 + c_9 T_c^3 \quad (2.29)$$

$$\mathcal{P}_{comp} = d_0 + d_1 T_e + d_2 T_c + d_3 T_e^2 + d_4 T_e T_c + d_5 T_c^2 + d_6 T_e^3 + d_7 T_e^2 T_c + d_8 T_e T_c^2 + d_9 T_c^3 \quad (2.30)$$

Le compresseur utilisé ici est un compresseur scroll fourni par la société DANFOSS qui a aussi fourni les coefficients $c_0 \dots c_9$, et $d_0 \dots d_9$ correspondants (voir l'annexe C). Leurs valeurs dépendent de la vitesse de rotation du compresseur. Il faut préciser que les coefficients fournis par le constructeur correspondent à une surchauffe de 10 K en sortie d'évaporateur et à un liquide saturé en sortie de condenseur. Ces coefficients ont été considérés comme applicables en dehors de ces conditions.

L'enthalpie massique à la sortie du compresseur est alors calculée à l'aide du bilan d'énergie en régime stationnaire :

$$h_b = h_a + \mathcal{P}_{comp} / q_{comp} \quad (2.31)$$

où h_a est l'enthalpie massique à l'entrée du compresseur.

2.6.3 Modèle des rendements

Le défaut du modèle empirique précédent est qu'il est implicitement basé sur l'hypothèse que les pressions en amont et en aval du compresseur sont les pressions d'équilibre liquide-vapeur régnant dans les échangeurs. Cela ne permet pas de prendre en compte d'éventuelles pertes de charge dans les canalisations de raccordement entre les échangeurs et le compresseur. Le modèle conventionnel du compresseur décrit dans la littérature est quant à lui basé sur la donnée des rendements volumétrique η_v et isentropique η_{is} qui sont des caractéristiques des performances d'un compresseur, elles-mêmes fonctions du taux de compression $\frac{P_b}{P_a}$ où P_a et P_b sont les pressions d'entrée et de sortie du compresseur (Chen *et al.*, 2002 ; Sanaye *et al.*, 2013 ; Byrne *et al.*, 2014). Le débit massique est calculé de la façon suivante :

$$q_{comp} = \rho_a \omega V_{comp} \eta_v \quad (2.32)$$

où ρ_a est la masse volumique à l'entrée, ω est la vitesse de rotation, V_{comp} est le volume de vapeur admis à l'entrée du compresseur à chaque tour. Le rendement volumétrique permet de corriger le débit massique théorique $\rho_a \omega V_{comp}$.

Si le compresseur fonctionnait de manière adiabatique et réversible c'est-à-dire isentropique, les bilans d'énergie et d'entropie le caractérisant s'écriraient :

$$\mathcal{P}_{comp}^{is} = q_{comp} (h_b^{is} - h_a) \quad (2.33)$$

$$q_{comp} s_b^{is} = q_{comp} s_a \quad (2.34)$$

où h_b^{is} et s_b^{is} sont les enthalpie et entropie massiques de sortie pour une transformation isentropique entre le point d'entrée a et un point de sortie situé à la pression de sortie réelle P_b . On définit alors le rendement isentropique $\eta_{is} = \frac{\mathcal{P}_{comp}^{is}}{\mathcal{P}_{comp}}$ qui permet de calculer l'enthalpie massique de sortie réelle :

$$h_b = h_a + (h_b^{is} - h_a) / \eta_{is} \quad (2.35)$$

après avoir déterminé la position du point de sortie isentropique. Cette position est obtenue par la résolution du système d'équations (2.36) à l'aide du modèle de Lemmon (voir la section 2.3) :

$$\begin{cases} s_b^{is}(\rho_b^{is}, T_b^{is}) = s_a(\rho_a, T_a) \\ P_b^{is}(\rho_b^{is}, T_b^{is}) = P_b \end{cases} \quad (2.36)$$

Connaissant ρ_a et T_a on détermine ρ_b^{is} et T_b^{is} puis $h_b^{is} = h_b^{is}(\rho_b^{is}, T_b^{is})$. L'enthalpie massique de sortie dans les conditions de sortie réelles est alors déterminée selon la relation (2.35).

2.7 Modèle du détendeur

Le comportement du détendeur est représenté statiquement. Connaissant les pressions aux bornes du détendeur et l'état thermodynamique du fluide à l'entrée, le modèle du détendeur doit permettre de calculer le débit q_{det} et l'état thermodynamique du fluide à la sortie.

Le débit massique du fluide frigorigène à travers le détendeur est calculé à partir de l'équation de Bernoulli dans le cas d'un fluide monophasique incompressible :

$$q_{det} = \gamma C_d A_d \sqrt{P_c - P_d} \quad (2.37)$$

où γ est la fraction d'ouverture de vanne, A_d est la surface totale de passage du fluide, C_d est le coefficient de pertes de charge de l'orifice.

Le coefficient C_d est considéré comme constant dans de nombreux articles publiés (Rossi et Braun, 1999 ; Wang *et al.*, 2007 ; Shalbart et Haberschill, 2013). Cependant, cela limite l'application à la modélisation des écoulements diphasiques où le fluide se vaporise au cours de la détente. Afin d'élargir l'application de l'équation (2.37), des corrélations entre C_d et des caractéristiques de l'écoulement sont proposées (Ma *et al.*, 2005 ; Xue *et al.*, 2008 ; Li, 2013). Dans ce travail, nous ne disposons pas de données qui peuvent aider à déterminer une corrélation plus complexe. Nous considérons donc que ce coefficient est constant.

Le processus de détente est supposé isenthalpique, l'enthalpie à la sortie du détendeur est donc égale à celle à l'entrée :

$$h_c = h_d \quad (2.38)$$

2.8 Conclusion

Des modèles mathématiques des composants de la machine frigorifique et leur interconnexion pour constituer le modèle de la machine sont décrits dans ce chapitre, ayant pour objectif de simuler son comportement dynamique. Le modèle thermodynamique du fluide frigorigène est développé à partir des données disponibles dans la littérature. Après avoir fait une étude bibliographique sur la modélisation de la machine, on constate que l'enjeu principal de la modélisation consiste à déterminer le modèle des échangeurs. En effet, l'état du fluide frigorigène dans les échangeurs peut varier en fonction de la position et du temps. Donc un modèle de type hybride est nécessaire pour tenir compte des différentes configurations possibles afin de résoudre les équations de bilan de masse et d'énergie dont les expressions diffèrent en fonction de ces configurations.

Le modèle des échangeurs est basé sur une représentation par un réseau d'éléments discrets : les écoulements sont représentés par des cascades de RPAC et la paroi par un réseau électrique équivalent. Ce modèle est capable de représenter la distribution des variables d'état au cours du temps et de l'espace. Le mécanisme de transition de phase est établi de telle façon que la continuité de l'évolution des variables d'état est assurée. La commutation entre les configurations mono- ou diphasique est effectuée par des opérations matricielles qui permettent d'aboutir à une représentation globale très compacte du système. En outre, toutes les propriétés thermodynamiques et leurs dérivées partielles sont calculées analytiquement à l'aide des modèles thermodynamiques du fluide frigorigène. Deux tests de simulation numériques avec des entrées de type échelons sont exécutés, ce qui montre la pertinence du modèle d'échangeur du point de vue qualitatif et sa flexibilité.

En supposant que la pression du réservoir est égale à la pression dans l'évaporateur, le réservoir est considéré comme un élément supplémentaire dans le modèle de l'évaporateur. En ce qui concerne le compresseur et le détendeur, des modèles statiques sont utilisés pour calculer les débits et les propriétés à leur sortie.

Validation expérimentale du modèle de la machine frigorifique

Dans le chapitre 2, les sous-modèles des composants de la machine frigorifique ont été présentés. Dans ce chapitre, le modèle dynamique global de la machine frigorifique est validé en comparant les résultats de simulations avec des données expérimentales. Un prototype d'une machine frigorifique a été fourni par la société CIAT partenaire du projet ACLIRSYS.

3.1 Données paramétriques de la machine

3.1.1 Présentation du prototype de la machine

Le prototype fourni par la société CIAT (Figure 3.1) permet un fonctionnement de la machine en mode froid ou en mode chaud. Dans le cadre du projet ACLIRSYS, nous étudions uniquement le fonctionnement en mode froid de la pompe à chaleur ; notons que le modèle développé est aussi applicable au mode chaud.



Figure 3.1 – Prototype de la machine frigorifique (source : CIAT)

En mode froid, la machine frigorifique est constituée d'un échangeur à plaques brasées qui sert d'évaporateur dans lequel le fluide frigorigène à basse pression est évaporé par échange de chaleur avec de l'eau. En amont de cet échangeur est situé un réservoir de fluide frigorigène. La vanne de détente est commandée électroniquement et le compresseur est de type scroll (vitesse variable). Une batterie à ailettes sert de condenseur où le fluide frigorigène

à haute pression est condensé par échange de chaleur avec l'air extérieur, l'air circulant à l'aide d'un ventilateur à vitesse variable.

3.1.2 Caractéristiques des échangeurs de chaleur

La Figure 3.2 présente le schéma de principe des échangeurs de chaleur utilisés dans la machine. L'échangeur à plaques est de type micro-plaques, les plaques sont en inox et le matériau de brasage est du cuivre. L'écoulement des fluides dans cet échangeur se fait à co-courant en mode froid, et à contre-courant en mode chaud. Dans la batterie à ailettes, le fluide frigorigène circule dans plusieurs circuits et sur plusieurs rangs, et l'air circule perpendiculairement à la batterie. Les tubes sont en aluminium et les ailettes sont en cuivre. Les paramètres géométriques et thermiques des échangeurs intervenant dans les calculs sont donnés dans le Tableau 3.1 et le Tableau 3.2. Une description détaillée des deux échangeurs est donnée dans l'annexe C.

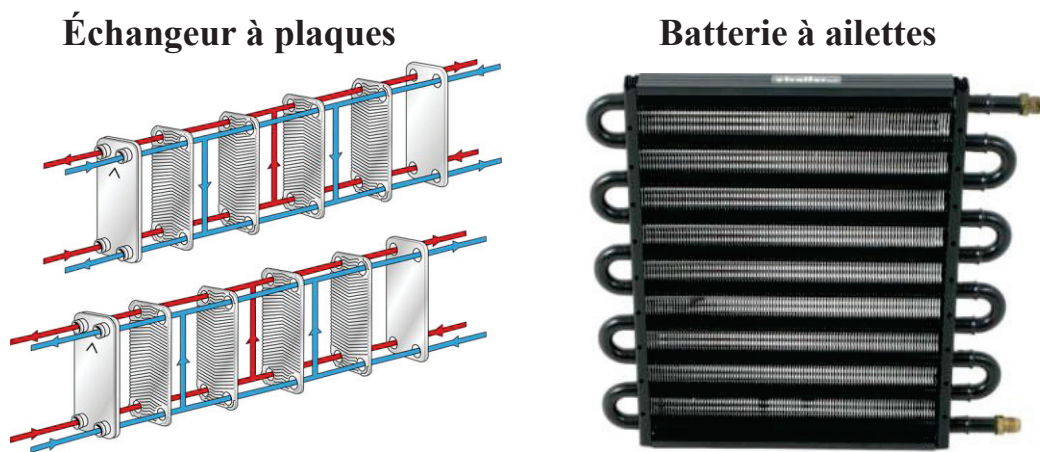


Figure 3.2 – Schéma des échangeurs de chaleur utilisés dans la machine

Tableau 3.1 – Paramètres géométriques et thermiques de l'échangeur à plaques

Symbole	Description	Valeur
L_{pla}	Largeur des plaques (mm)	118
H_{pla}	Hauteur des plaques (mm)	470
e_{pla}	Épaisseur des plaques (mm)	0,25
δ_{pla}	Distance entre plaques (mm)	1,48
N_{pla}	Nombre de plaques (mm)	64
S_{ff}	Surface d'échange côté fluide frigorigène (m ²)	3,41
S_a	Surface d'échange côté fluide extérieur (m ²)	3,41
V_{ff}	Volume total côté fluide frigorigène (l)	2,592
V_a	Volume total côté fluide extérieur (l)	2,511
m_{pla}	Masse totale des plaques (kg)	6,786
ρ_{pla}	Masse volumique des plaques (kg m ⁻³)	7960
c_{pla}	Capacité thermique des plaques (J K ⁻¹ kg ⁻¹)	502

Tableau 3.2 – Paramètres géométriques et thermiques de la batterie à ailettes

Symbole	Description	Valeur
d_e	Diamètre extérieur des tubes (mm)	9,52
d_i	Diamètre intérieur des tubes (mm)	8,82
l_{ail}	Longueur ailetée des tubes (mm)	2361
p_l	Pas longitudinal des tubes (mm)	66
p_t	Pas transversal des tubes (mm)	25,4
p_{ail}	Pas d'ailettes (mm)	1,6
e_{ail}	Epaisseur des ailettes (mm)	0,1
H_{bat}	Hauteur de la batterie (mm)	914,4
L_{bat}	Largeur de la batterie (mm)	66
N_{tu}	Nombre de rangs des tubes	3
N_{cir}	Nombre de circuits des tubes	18
S_{tot}	Surface d'échange thermique totale (m ²)	162
ρ_{tu}	Masse volumique des tubes (kg m ⁻³)	8960
ρ_{ail}	Masse volumique des ailettes (kg m ⁻³)	2699
c_{tu}	Capacité thermique des tubes (J K ⁻¹ kg ⁻¹)	385
c_{ail}	Capacité thermique des ailettes (J K ⁻¹ kg ⁻¹)	897

3.1.3 Adaptation du modèle générique au condenseur

L'air circule perpendiculairement à la batterie et la densité de l'air est beaucoup plus faible que celle du liquide. On suppose donc négliger le terme d'accumulation dans le bilan d'énergie sur l'air. La température de l'air à la sortie de la batterie T_{air}^s est déterminée par le bilan suivant :

$$q_{air}c_{air}(T_{air}^s(t) - T_{air}^e(t)) = \sum_{k=1}^N \alpha_{air} S_{ep} (T_{p_k}(t) - T_{air}^s(t)) \quad (3.1)$$

où N est nombre de RPAC dans le modèle du condenseur, T_{air}^e est la température de l'air à l'entrée de la batterie. À partir de cette équation, on obtient la relation suivante :

$$T_{air}^s(t) = T_{air}^e(t) + \frac{q_{air}c_{air}T_{air}^e + \sum_{k=1}^N \alpha_{air} S_{ep} T_{p_k}(t)}{q_{air}c_{air} + \sum_{k=1}^N \alpha_{air} S_{ep}} \quad (3.2)$$

3.1.4 Coefficients de transfert thermique

Une grande quantité et variété de corrélations sont disponibles dans la littérature pour calculer les coefficients de transfert thermique des échangeurs. Les corrélations utilisées dans notre modèle ont été choisies pour leur aptitude à reproduire les résultats expérimentaux.

La corrélation proposée par Wang et al. (2000) est utilisée pour calculer le coefficient de transfert thermique convectif côté air du condenseur :

$$\alpha_{air} = \rho_{air} v_{air} \frac{c_{p_{air}}}{Pr_{air}^{2/3}} (0.086 Re_{D_c}^{P_3} N_{tu}^{P_4} (\frac{p_{ail}}{D_c})^{P_5} (\frac{p_{ail}}{D_h})^{P_6} (\frac{p_{ail}}{p_t})^{-0.93}) \quad (3.3)$$

avec

$$\begin{cases} P_3 = -0.361 - \frac{0.042 N_{tu}}{\ln(Re_{D_c})} + 0.158 \ln(N_{tu} (\frac{p_{ail}}{D_c})^{0.41}) \\ P_4 = -1.224 - \frac{0.076 (p_l / D_h)^{1.42}}{\ln(Re_{D_c})} \\ P_5 = -0.083 + \frac{0.058 N_{tu}}{\ln(Re_{D_c})} \\ P_6 = -5.735 + 1.21 \ln(Re_{D_c} / N_{tu}) \end{cases} \quad (3.4)$$

D_c et D_h sont respectivement le diamètre de collet et le diamètre hydraulique déterminés comme suit :

$$\begin{cases} D_c = d_e + 2e_{ail} \\ S_{min} = p_{ail} (p_t - d_e) \\ S_{maille} = 2(p_l p_t - 3\pi d_e^2 / 4) + 3\pi d_e p_{ail} \\ D_h = 4l_{ail} S_{min} / S_{maille} \end{cases} \quad (3.5)$$

où S_{maille} et S_{min} sont respectivement la surface de contact d'une maille et la surface minimale de passage de l'air, comme le montre la Figure 3.3.

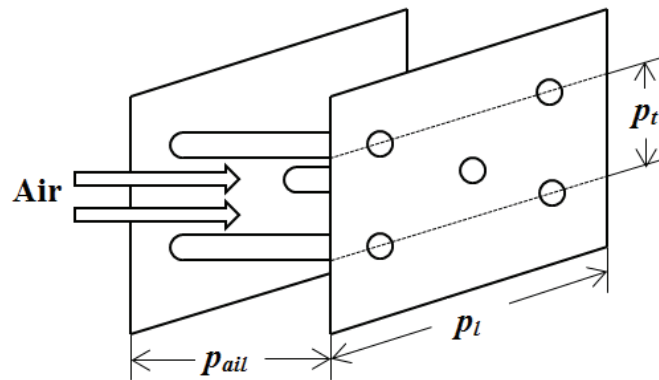


Figure 3.3 – Schéma de l'intersection des tubes et ailettes

La vitesse de l'air traversant la batterie v_{air} est calculée par :

$$v_{air} = \frac{q_{air}}{\rho_{air}(l_{ail}H_{bat})} \quad (3.6)$$

où q_{air} est le débit massique de l'air.

Dans les zones diphasiques du fluide frigorigène, la corrélation utilisée dans le cas de la condensation est différente de celle utilisée pour l'évaporation. Pour l'évaporation, la corrélation développée par Hsieh et Lin (2002) est utilisée :

$$\begin{cases} \alpha_{ev} = \alpha_l (88Bo)^{0,5} \\ Bo = \frac{\phi}{G\Delta h_{lv}} \end{cases} \quad (3.7)$$

où ϕ est la densité de flux thermique imposée ($W\ m^{-2}$), Δh_{lv} est l'enthalpie de vaporisation massique ($J\ kg^{-1}$), G est la densité de flux massique ($kg\ m^{-2}\ s^{-1}$).

Pour la condensation, la corrélation proposée par Shah (1979) est utilisée :

$$\alpha_{cd} = \alpha_l \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76}(1-x)^{0,04}}{(P/P_c)^{0,38}} \right] \quad (3.8)$$

où P_c est la pression du fluide frigorigène au point critique ($P_c = 4,9\ MPa$ pour R-410A).

Le coefficient de transfert de chaleur α_l dans les équations (3.7) et (3.8) est calculé par l'équation Dittus-Boelter en supposant que le fluide est liquide :

$$\alpha_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^n \lambda_l / d \quad (3.9)$$

avec $n = 0,4$ quand le fluide est chauffé, $n = 0,3$ lorsque le fluide est refroidi. Cette équation est également utilisée pour calculer le coefficient de transfert thermique du fluide frigorigène dans l'état monophasique dans les deux échangeurs et celui du côté fluide extérieur de l'échangeur à plaques.

Le diamètre caractéristique de l'échangeur à plaques D_{pla} pour calculer le nombre de Reynolds est déterminé par :

$$D_{pla} = \frac{2H_{pla}\delta_{pla}}{H_{pla} + \delta_{pla}} \quad (3.10)$$

3.1.5 Détermination des rendements du compresseur

Dans le modèle des rendements du compresseur, il est nécessaire de connaître le rendement volumétrique η_v et le rendement isentropique η_{is} pour calculer le débit et les

propriétés du fluide frigorigène à la sortie du compresseur. Dans le cadre de cette thèse, ces rendements sont déterminés à partir des équations (2.29) et (2.30) qui sont issues de résultats expérimentaux (voir le chapitre 2). En effet, avec ces équations on peut calculer un ensemble de points de fonctionnement choisis aléatoirement et en déduire les valeurs des rendements η_v et η_{is} en fonction du taux de compression P_b / P_a (voir la Figure 2.1 du chapitre 2). Comme le montre la Figure 3.4, ces résultats sont ensuite corrélés à l'aide de fonctions polynomiales :

$$\eta_v = 2.3919 \times 10^{-4} (P_b / P_a)^2 - 0.0218 (P_b / P_a) + 1.0053 \quad (3.11)$$

$$\eta_{is} = -0.0286 (P_b / P_a)^4 + 0.3611 (P_b / P_a)^3 - 1.7271 (P_b / P_a)^2 + 3.7044 (P_b / P_a) - 2.1621 \quad (3.12)$$

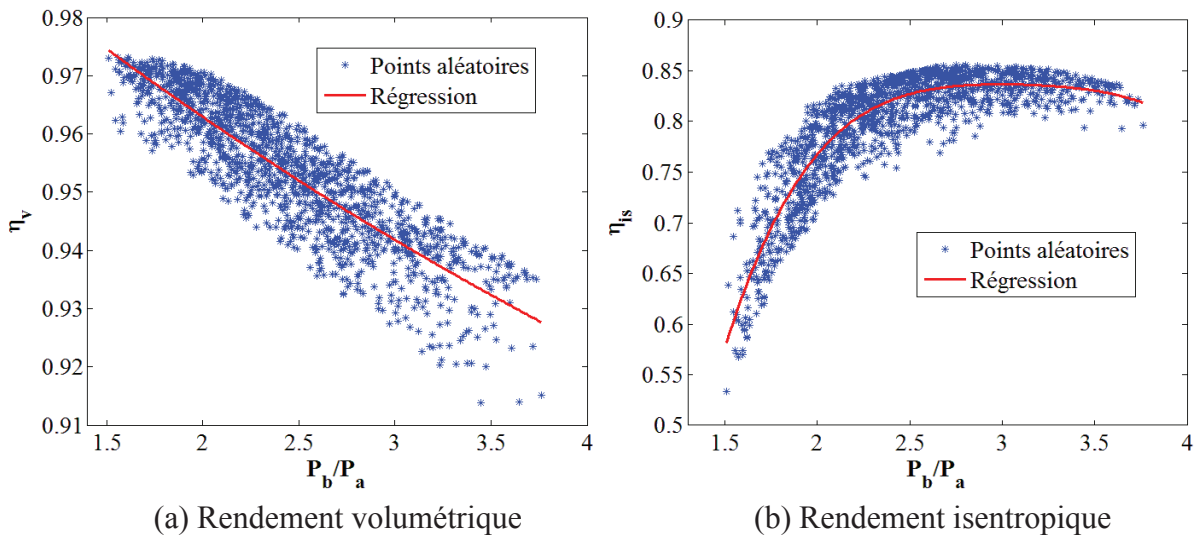


Figure 3.4 – Détermination des rendements volumétrique et isentropique

Il est à noter que l'utilisation de ce modèle du compresseur va ralentir la vitesse de résolution numérique du modèle de la machine par rapport au modèle polynomial. En effet, des solutions numériques des équations (2.36) sont nécessaires à chaque pas de calcul pour déterminer $h_b^{is}(\rho_b^{is}, T_b^{is})$, ce qui est assez gourmand en temps de calcul. De plus, les deux modèles s'avèrent avoir à peu près la même précision sur les calculs du compresseur. La Figure 3.5 montre la comparaison des résultats de simulation en utilisant respectivement les deux modèles du compresseur. Il s'agit d'un essai où la vitesse de rotation du compresseur a été successivement de 2750 tr min⁻¹, 1500 tr min⁻¹, 3750 tr min⁻¹ et enfin à 5000 tr min⁻¹. Cet essai a été réalisé dans une chambre climatisée du laboratoire de la société CIAT. On constate qu'il n'y a pas de différence significative entre les deux modèles. Par contre, la simulation avec le modèle des rendements a pris deux fois plus de temps que celle avec le modèle polynomial. Par conséquent, on utilise plutôt le modèle polynomial pour la suite de la simulation du modèle de la machine.

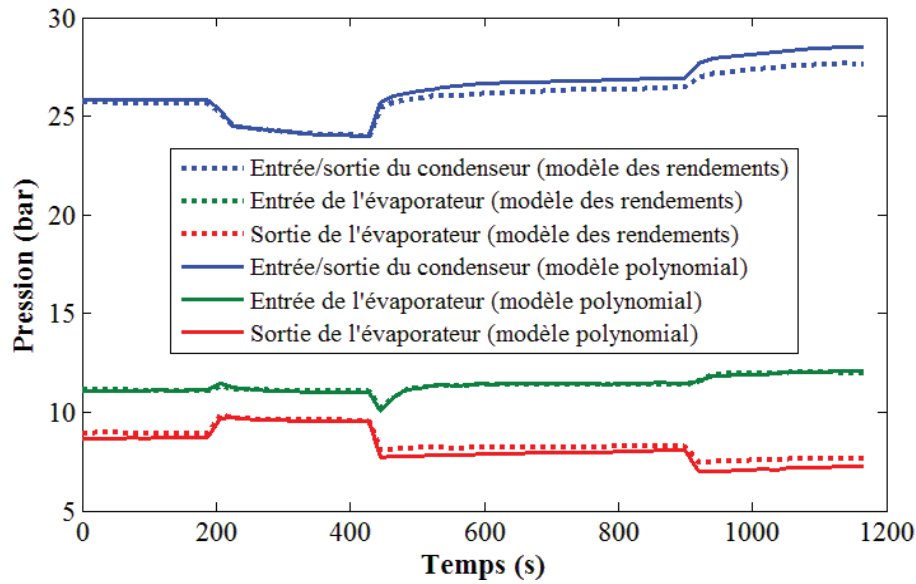


Figure 3.5 – Comparaison entre les deux modèles du compresseur

3.1.6 Coefficient de performance (COP) de la machine

Le coefficient de performance (COP) représente la performance énergétique de la pompe à chaleur. Il correspond au rapport entre la chaleur utile à l'échangeur (ici c'est l'évaporateur car la machine est utilisée en mode froid) et le travail mécanique absorbé par le compresseur. Il peut être calculé par une relation définie en régime stationnaire comme le rapport entre la différence de l'enthalpie massique sortie/entrée de l'évaporateur et celle du compresseur (voir la Figure 2.1 du chapitre 2) (Auzenet et Clerc-Renaud, 2005) :

$$\text{COP} = \frac{Q_{eva}}{W_{comp}} = \frac{h_a - h_d}{h_b - h_a} \quad (3.13)$$

3.2 Résultats expérimentaux

3.2.1 Montage expérimental

Le prototype est maintenant installé dans une chambre climatisée au Laboratoire Chimie Moléculaire, Génie des Procédés Chimique et Énergétique (CMGPCE - CNAM Paris) pour réguler les conditions de température et d'humidité de l'air (Figure 3.6). Le fluide extérieur dans l'évaporateur est de l'eau glycolée contenant 30% en volume d'éthylène glycol dont les propriétés sont données dans l'annexe A et qui est fournie par un circuit hors de la chambre via un échangeur à plaques extérieur. La charge du système, à savoir un bâtiment à rafraîchir, est simulé par un système de chauffage électrique.

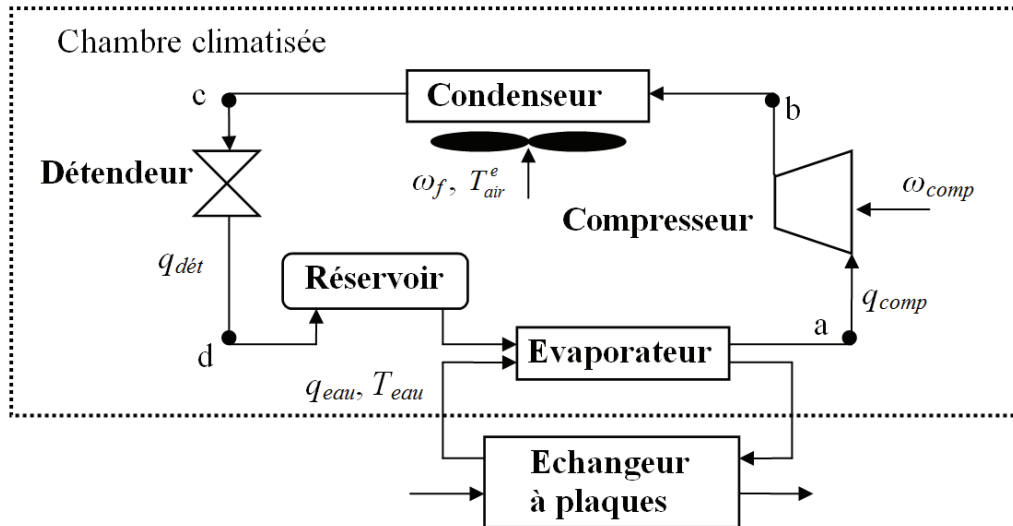


Figure 3.6 – Schéma du montage expérimental avec les actionneurs sollicités

Plusieurs variables d'entrée sont disponibles pour manipuler le comportement dynamique expérimental de la machine : la vitesse de rotation du compresseur, la vitesse de rotation du ventilateur qui permet de fixer le débit de l'air à travers le condenseur, la température de l'air à l'entrée de la batterie, la température d'entrée et le débit du fluide extérieur dans l'évaporateur. Ces grandeurs sont mesurées grâce à des sondes, des débitmètres et des capteurs de pression installés sur le prototype.

3.2.2 Analyse préliminaire des résultats expérimentaux et adaptation de la structure du modèle

Afin de valider le modèle de la machine, une campagne d'essai sur le prototype a été réalisée. La Figure 3.7 présente les conditions opératoires d'un essai, au cours duquel la vitesse de rotation du compresseur (courbe rouge) a été modifiée, les autres variables d'action restant aussi stables que possible.

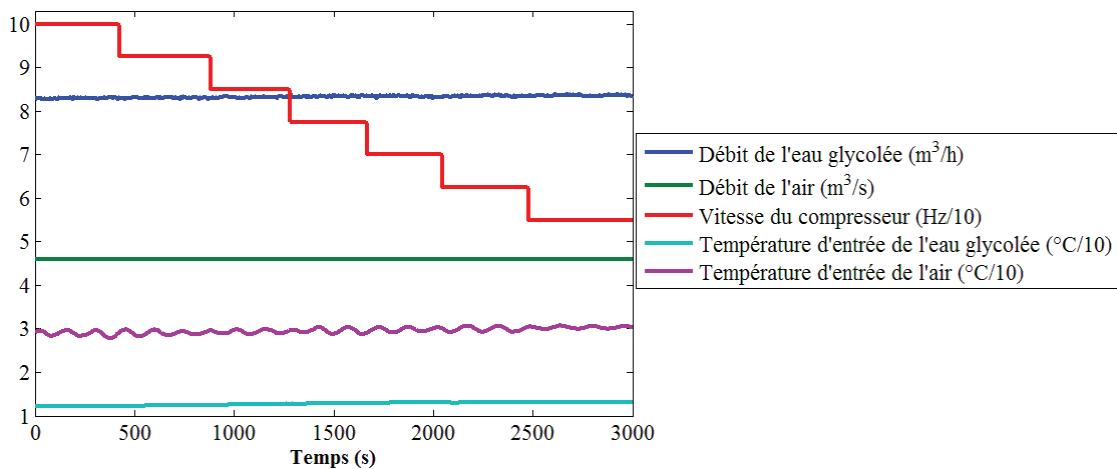


Figure 3.7 – Conditions opératoires de l'essai

La Figure 3.8 montre les données mesurées sur les pressions des échangeurs à l'entrée et à la sortie. Nous constatons que la perte de charge dans le condenseur est négligeable, ce qui montre que l'hypothèse d'uniformité de pression est validée pour le condenseur. En revanche, nous voyons que la perte de charge dans l'évaporateur est assez significative et que plus la vitesse de rotation du compresseur est élevée (cela implique que le débit du fluide frigorigène est plus élevé) plus la perte de charge est importante.

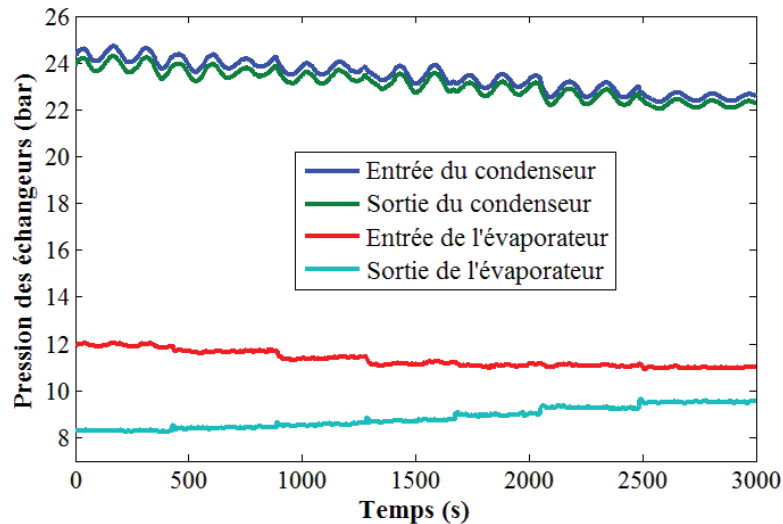


Figure 3.8 – Pressions et températures mesurées des échangeurs côté fluide frigorigène

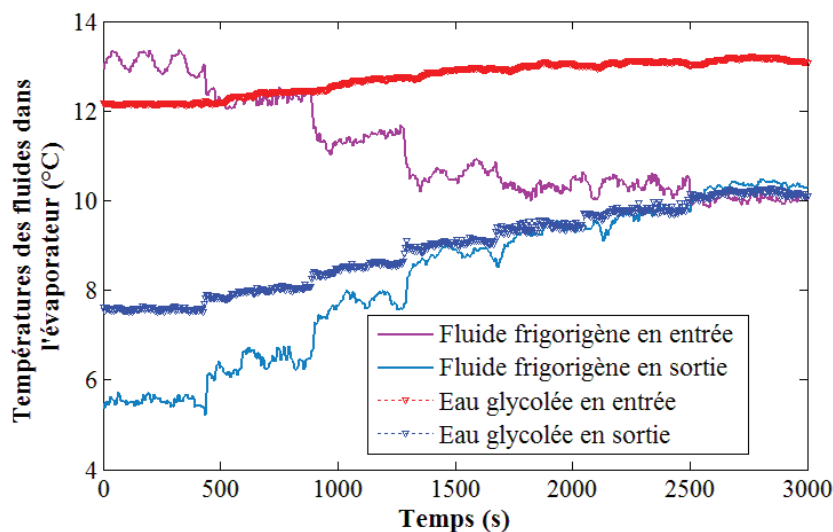


Figure 3.9 – Températures du fluide frigorigène et de l'eau glycolée dans l'évaporateur

Cette perte de charge a un effet sur les températures du fluide frigorigène. Les températures mesurées du fluide frigorigène et de l'eau glycolée à l'entrée et la sortie de l'évaporateur sont présentées sur la Figure 3.9. On constate qu'après 500 s, la température du fluide frigorigène est inférieure à la température de l'eau glycolée correspondante. Cette dernière a été baissée après avoir cédé de la chaleur en évaporant le fluide frigorigène. Notons cependant que lorsque le débit du fluide frigorigène est très élevé (de 0 à 500 s), on constate que la température du fluide frigorigène à l'entrée est plus élevée que celle de l'eau glycolée

ce qui ne correspond pas au fonctionnement normal de l'évaporateur. Notons aussi que la température du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur est moins élevée qu'à l'entrée jusqu'à 2500 s environ.

Ces observations nous ont conduit à postuler que la perte de charge dans l'évaporateur est principalement due au distributeur se situant à l'entrée. En effet, le fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur étant un mélange de liquide et vapeur, la perte de charge est beaucoup plus importante que dans le collecteur de sortie où le fluide frigorigène est sous forme vapeur. Par conséquent, nous proposons de représenter la perte de charge dans l'ensemble réservoir - évaporateur par un bloc statique en amont du réservoir (Figure 3.10).

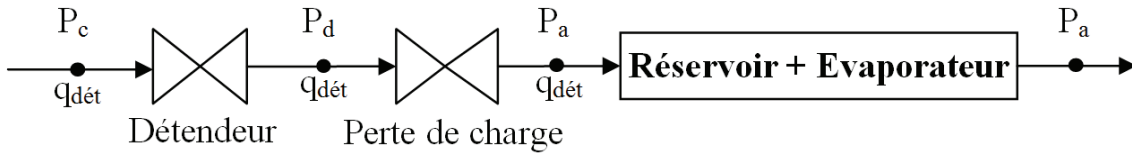


Figure 3.10 – Représentation de la perte de charge dans l'évaporateur

P_d est la pression d'entrée du réservoir, les pressions de condensation et d'évaporation P_c et P_a restant uniformes. La perte de charge est ensuite incluse dans la partie statique du modèle pour calculer les propriétés à l'entrée du réservoir et le débit $q_{dét}$. Ce traitement permet de garder la structure du modèle de la machine décrite dans la section 2.2 du chapitre 2.

Une corrélation empirique de la perte de charge est déterminée d'après les résultats expérimentaux :

$$\begin{cases} q_{dét} = C_{pdc} \sqrt{\Delta P_{evap}} = C_{pdc} \sqrt{P_d - P_a} \\ C_{pdc} = a + b \sqrt{q_{dét}} \end{cases} \quad (3.14)$$

Rappelons que le débit à travers le détendeur dépend de la différence de pression en amont et aval (voir l'équation (2.37) du chapitre 2), qui est la différence de P_c et P_a sur la Figure 3.10. On peut donc exprimer la différence entre P_c et P_a comme suit :

$$P_c - P_a = P_c - P_d + P_d - P_a = \left(\frac{q_{dét}}{\gamma C_d A_d} \right)^2 + \left(\frac{q_{dét}}{C_{pdc}} \right)^2 \quad (3.15)$$

On obtient ainsi la nouvelle relation pour calculer le débit $q_{dét}$ en fonction de la différence entre P_c et P_a , qui est déterminée par le modèle des échangeurs :

$$q_{dét} = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{(\gamma C_d A_d)^2} + \frac{1}{C_{pdc}^2}}} \sqrt{P_c - P_a} \quad (3.16)$$

La température du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur T_d est déterminée en résolvant l'équation (3.17) à l'aide du modèle thermodynamique du fluide frigorigène établi

dans le chapitre 2 dans la mesure où le fluide issu du détendeur est supposé à l'état diphasique :

$$P_d(T_d) = P_a + \Delta P_{evap} \quad (3.17)$$

3.3 Loi de régulation pour l'ouverture du détendeur

Pour éviter d'admettre dans le compresseur un fluide frigorigène à l'état diphasique, les machines frigorifiques ou pompes à chaleur sont munies d'un dispositif de régulation permettant de maintenir la température du fluide frigorigène à une température qui garantisse qu'il se trouve à l'état de vapeur. La surchauffe en sortie de l'évaporateur est par définition, la différence entre la température du fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur et la température d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur. Notons qu'une surchauffe trop élevée diminuera le rendement énergétique du système de pompe à chaleur.

Le détendeur électronique permet de contrôler la surchauffe de l'évaporateur en agissant sur l'ouverture du détendeur selon une loi de régulation. La surchauffe est déterminée en temps réel soit par des sondes de température placées à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur, soit par un capteur de pression qui sert à estimer la température de saturation et une sonde de température à la sortie de l'évaporateur (Fallahsohi, 2011). L'ouverture du détendeur sera augmentée lorsque la surchauffe est trop importante, et elle sera diminuée lorsqu'elle est trop faible. Dans ce travail, une loi de régulation a été mise en place pour simuler le fonctionnement de la machine et en particulier pour calculer l'ouverture du détendeur $\gamma(t)$.

Au niveau expérimental, un signal électrique est mesuré qui reflète la position d'ouverture du détendeur. Aucune donnée concernant le lien entre ce signal et la section de passage offerte au fluide n'étant disponible, il s'est avéré impossible d'utiliser ce signal comme entrée pour le simulateur. Un système de régulation a donc été inclus dans le modèle permettant de pallier à ce problème. Par ailleurs, la consigne de surchauffe étant inaccessible, elle a été déterminée à l'aide du comportement expérimental à long terme de la surchauffe.

Plusieurs méthodes de régulation pour commander l'ouverture du détendeur électronique sont disponibles dans la littérature. Outtagarts *et al.* (1997) ont proposé deux algorithmes de commande (un régulateur PI et régulation qualitative optimale) en fonction du gain du détendeur et des caractéristiques statiques et dynamiques de l'évaporateur. Zhou et al. (1999) ont étudié l'application de la logique floue dans le contrôle des détendeurs électroniques de climatiseur. Changenet *et al.* (2008) ont développé une commande prédictive pour contrôler la surchauffe, basée sur un modèle physique de l'évaporateur. Un résumé récent des méthodes de régulation pour le détendeur électronique est fait par Saleh et Ayman (2015).

Un régulateur PI (actions proportionnelle, intégrale) a été utilisé dans cette étude pour commander la surchauffe (équation (3.18)), en pilotant l'ouverture du détendeur :

$$\begin{cases} \gamma(t) = \gamma_0 + K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt \\ e(t) = T_{sc}(t) - T_{sc}^{ref}(t) \end{cases} \quad (3.18)$$

où γ_0 est l'ouverture initiale du détendeur, K_p est le gain du régulateur, K_i est la constante intégrale, T_{sc}^{ref} est la consigne pour le modèle.

La loi de régulation (équation (3.18)) est discrétisée et intégrée dans le modèle de la machine avec l'algorithme incrémental :

$$\gamma(t_k) = \gamma(t_{k-1}) + K_p (e(t_k) - e(t_{k-1})) + K_i e(t_k)(t_k - t_{k-1}) \quad (3.19)$$

Plusieurs tests ont été effectués et ont aboutis aux paramètres de réglage suivants pour le régulateur : $K_p = 0.01 \text{ K}^{-1}$ et $K_i = 0.007 \text{ K}^{-1}\text{s}^{-1}$.

3.4 Simulation numérique et validation du modèle de la machine

3.4.1 Méthode de résolution numérique

Comme discuté dans le chapitre 2, dans le cadre de cette thèse, la dynamique de la machine est supposée dépendre uniquement des échangeurs à chaleur. Par conséquent, le système dynamique de la machine est constitué des modèles du condenseur et de l'évaporateur (le réservoir est considéré comme un élément supplémentaire dans le modèle de l'évaporateur). Les modèles du compresseur et du détendeur servent à calculer les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène à l'entrée des échangeurs ainsi que les débits. Le modèle mathématique obtenu du système complet de la machine est un système dynamique constitué d'équations différentielles ordinaires implicites :

$$A_c(X_c)\dot{X}_c = B_c(X_c) \quad (3.20)$$

où X_c est le vecteur d'état du système complet contenant toutes les variables d'état de l'évaporateur et du condenseur comme la masse volumique, la température et la fraction massique du fluide frigorigène, les températures de la paroi et du fluide extérieur.

Pour la résolution du système d'équations, les conditions initiales sont fixées en considérant l'équilibre thermodynamique avec l'extérieur. La méthode de Runge-Kutta de quatrième ordre avec pas d'intégration fixe de 0,01 s est utilisée pour effectuer l'intégration du système. À chaque pas d'intégration, un test de changement de configuration est effectué pour déterminer la configuration actuelle du condenseur et de l'évaporateur. Le nombre de RPAC pris pour le modèle du condenseur est de 30, et de 24 pour le modèle de l'évaporateur. La différence entre les nombres de RPAC est justifiée par le fait que la masse du fluide frigorigène contenue dans le condenseur est beaucoup plus élevée que celle dans le réservoir et l'évaporateur.

Pour valider le modèle de la machine, différents scénarios sont simulés et comparés avec les données expérimentales. Certains ajustements ont été nécessaires pour rapprocher le comportement simulé des données expérimentales.

3.4.2 Ajustement de certains éléments du modèle

3.4.2.1 Adaptation du modèle du compresseur

Les résultats de simulation avec les conditions opératoires décrites dans la section 3.2.2 (Figure 3.11) ont montré qu'un coefficient de correction ζ_{comp} ($\zeta_{comp} < 1$) doit être inclus dans l'équation (2.31) (voir le chapitre 2) pour calculer l'enthalpie à la sortie du compresseur à partir des corrélations fournies par DANFOSS :

$$h_b = h_a + \zeta_{comp} \mathcal{P}_{comp} / q_{comp} \quad (3.21)$$

On voit que la température du fluide frigorigène à la sortie du compresseur calculée sans correction est bien plus élevée que les données expérimentales. Cette différence pourrait s'expliquer par les pertes thermiques dissipées par les parois du compresseur et par les transferts du fluide frigorigène vapeur entre haute et basse pression (Kinab, 2009).

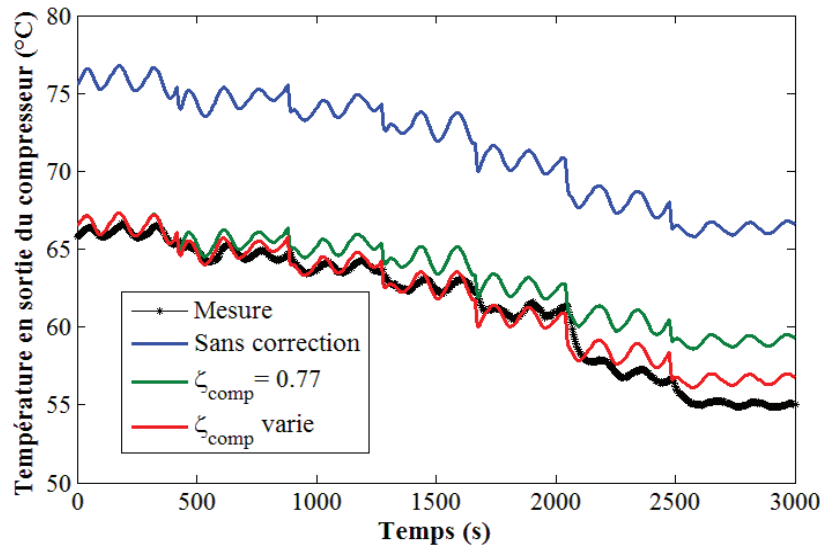


Figure 3.11 – Ajustement du modèle du compresseur

On constate également que le coefficient ζ_{comp} dépend du débit. En effet, plus ce débit est important, plus le coefficient ζ_{comp} à appliquer est élevé. Cela pourrait s'expliquer par le fait que pour un faible débit (une faible vitesse de rotation du compresseur), la lubrification du compresseur se dégrade et les frottements augmentent, ce qui réduit l'apport énergétique au fluide frigorigène (Kinab, 2009). Une corrélation empirique en fonction du débit est alors établie :

$$\zeta_{comp}(t) = \begin{cases} 0.8q_{comp}(t) + 0.6 & (q_{comp} \leq 0.5) \\ 1 & (q_{comp} > 0.5) \end{cases} \quad (3.22)$$

Les coefficients de cette corrélation ont été déterminés en moyennant les valeurs obtenues dans la simulation des différents essais.

3.4.2.2 Adaptation du calcul des coefficients d'échange de chaleur

La Figure 3.12 montre la prédiction des pressions de condensation et d'évaporation au cours de l'initialisation des variables d'état pour différents coefficients d'échange de chaleur. Les symboles α_{ic} , α_{ec} , α_{ie} , α_{ee} représentent respectivement les valeurs nominales des coefficients d'échange de chaleur du côté intérieur du condenseur (côté fluide frigorigène), du côté extérieur du condenseur (côté air), du côté intérieur de l'évaporateur (côté fluide frigorigène) et du côté extérieur de l'évaporateur (côté eau glycolée), qui sont déterminées avec des corrélations décrites dans la section 3.1.4.

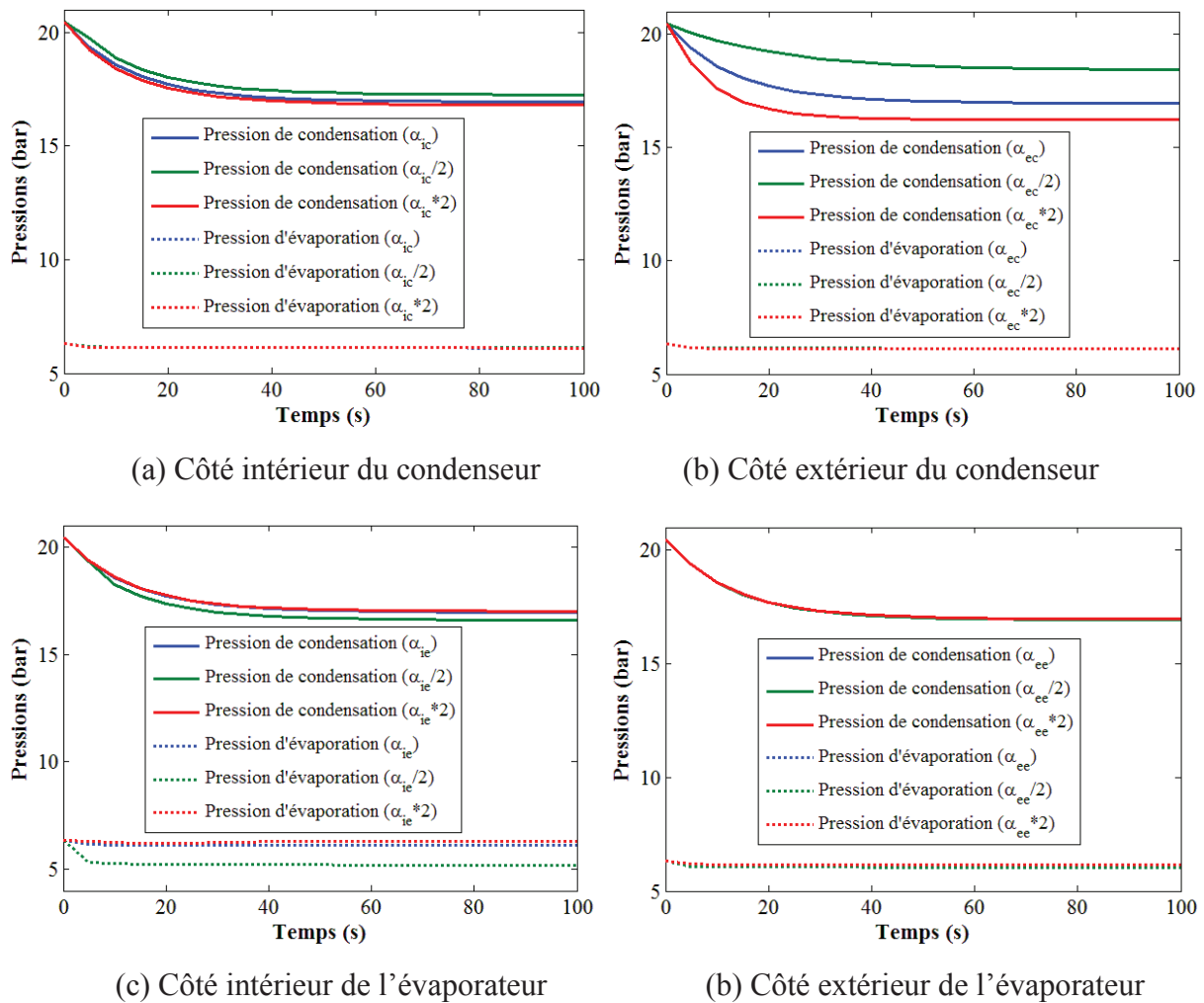


Figure 3.12 – Sensibilité des coefficients d'échange de chaleur sur les pressions des échangeurs calculées

On constate que les variations de α_{ec} affectent beaucoup la pression de condensation, et que les variations de α_{ie} affectent significativement la pression d'évaporation. Par contre, les variations de α_{ic} et α_{ee} ont peu d'impact sur le modèle. En effet, les valeurs de ces derniers sont très élevées, ils ne constituent pas une étape limitante pour le fonctionnement de la PAC.

Les coefficients de transfert thermique des échangeurs dans le modèle sont ajustés à partir des résultats donnés par les corrélations en utilisant un facteur correctif multiplicatif f_m afin de mieux reproduire les résultats de mesure (la même méthode a été utilisée dans le travail de Bendapudi *et al.*, 2005). Le Tableau 3.3 donne les valeurs de ce facteur prises dans ce travail, qui resteront constantes dans toutes les simulations suivantes.

Tableau 3.3 – Facteurs correctifs pour les coefficients d'échange thermique des échangeurs

Facteur de réglage	Côté fluide frigorigène		Côté fluide extérieur
Condenseur	Zone diphasique	$f_m = 1$	$f_m = 1,5$
	Zone monophasique	$f_m = 1$	
Evaporateur	Zone diphasique	$f_m = 1,5$	$f_m = 1$
	Zone monophasique	$f_m = 1,5$	

3.4.3 Résultats de simulation numérique et comparaison aux mesures

3.4.3.1 Scénario 1 : réponses à des variations de vitesse de rotation du compresseur

Dans ce scénario, nous simulons le modèle de la machine selon les conditions décrites dans la section 3.2.

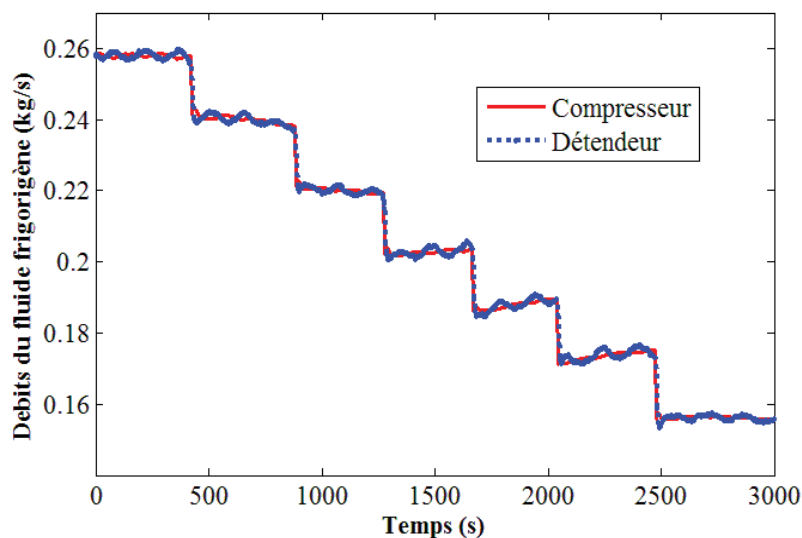


Figure 3.13 – Débits du fluide frigorigène à travers le compresseur et le détendeur

La Figure 3.13 présente les valeurs calculées des débits du fluide frigorigène à travers le compresseur et le détendeur. Les deux débits deviennent bien égaux dans les conditions stationnaires qui sont très rapidement atteintes après une variation de la vitesse de rotation du compresseur. Ceci est dû à l'action du régulateur qui rétablit rapidement la surchauffe après une chute rapide suite à la diminution de la vitesse de rotation du compresseur comme on peut le constater sur la Figure 3.14. Ce rétablissement est obtenu par la réduction du niveau d'ouverture de la vanne (notons que pour cet essai, le signal électrique d'ouverture du détendeur n'a pas été mesuré).

La surchauffe expérimentale en sortie de l'évaporateur a été calculée en faisant la différence entre la température du fluide frigorigène en sortie de l'évaporateur et la température de saturation correspondante à la pression en sortie de l'évaporateur (courbe bleue sur la Figure 3.14). Dans le modèle, la consigne de la surchauffe a été déterminée en régressant les données de surchauffe expérimentales (courbe verte). On constate que la surchauffe calculée par le modèle (courbe rouge) correspond bien à celle expérimentale, ce qui montre que la loi de commande décrite dans la section 3.3 permet de reproduire correctement le comportement du détendeur du point de vue qualitatif.

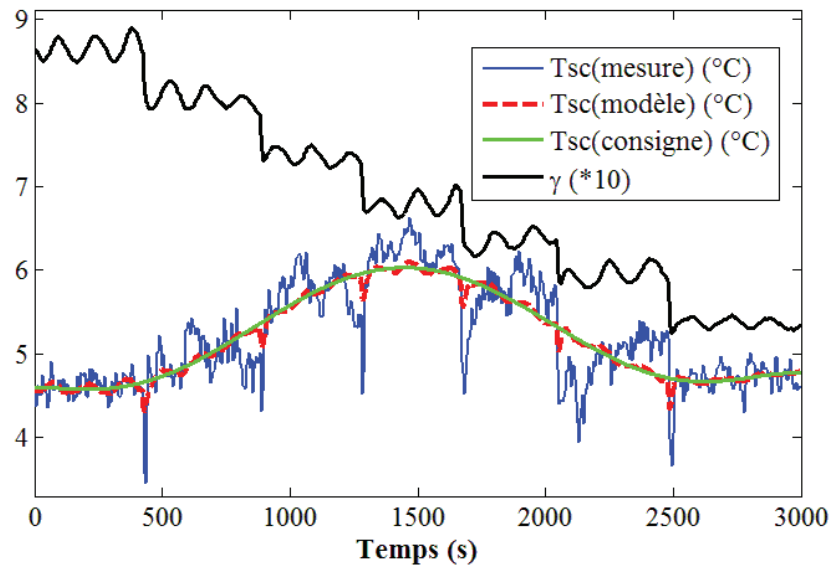


Figure 3.14 – Commande de l'ouverture du détendeur en fonction de la surchauffe

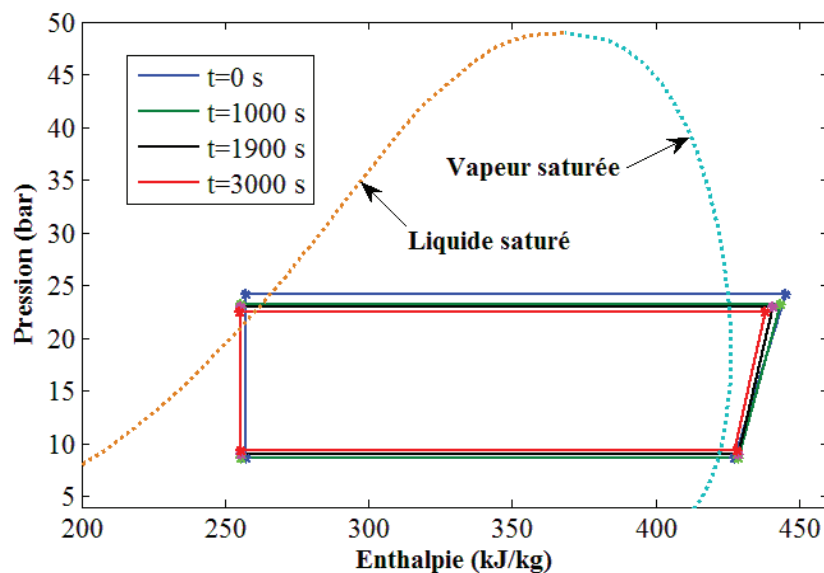


Figure 3.15 – Évolution du diagramme pression - enthalpie

L'évolution du cycle frigorifique de la machine au cours du temps est représentée sur le diagramme pression - enthalpie (Figure 3.15). On constate que grâce à la commande de l'ouverture du détendeur, le système fonctionne toujours correctement : le fluide frigorigène

surchauffé entre dans le condenseur, puis se condense jusqu'à atteindre un état de liquide sous-refroidi. Après la phase de détente, le fluide frigorigène devient diphasique à l'entrée de l'évaporateur. Une surchauffe minimale à la sortie de l'évaporateur est par ailleurs bien maintenue.

La Figure 3.16 présente l'évolution du COP de la machine. On constate que la diminution de la vitesse de rotation du compresseur augmente significativement le COP de la machine. Cela implique que dans des situations où la puissance du compresseur doit être très élevée, par exemple quand l'écart entre les sources froide et chaude est très important, la performance de la machine se dégrade.

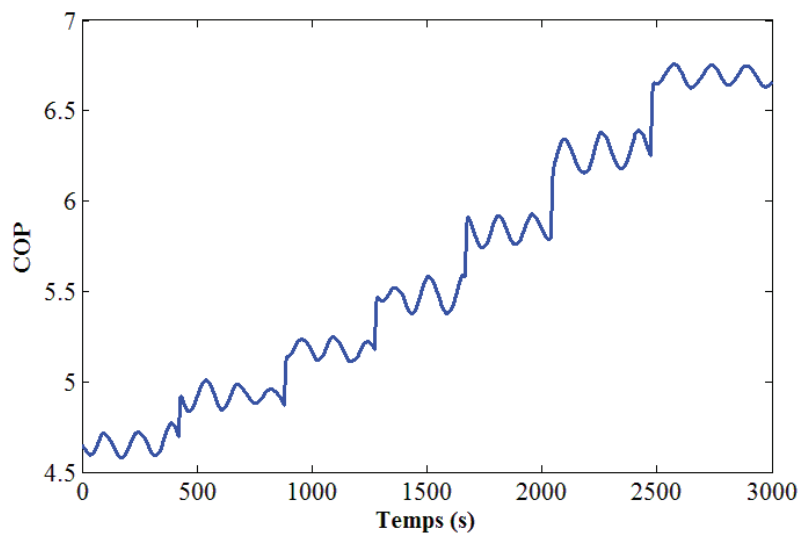


Figure 3.16 – Évolution du COP de la machine

La répartition de la masse du fluide frigorigène dans les différents organes de la machine est représentée par la Figure 3.17. Cette répartition est quasiment constante toujours grâce à l'action du régulateur : 72% au niveau du condenseur, 26% dans le réservoir et seulement 2% dans l'évaporateur. La masse totale reste pratiquement constante au cours de la simulation, ce qui prouve la robustesse du simulateur.

Notons que la masse totale de fluide frigorigène dans le modèle est de 8,4 kg, ce qui représente 80% de la masse totale de fluide frigorigène contenue dans le prototype (10,48 kg). En effet, cette différence est principalement due au fait que la masse contenue dans les conduites, les tuyaux et le compresseur n'est pas prise en compte dans ce modèle. Étant donné que le modèle représente d'une manière correcte le sous-refroidissement du liquide en sortie du condenseur, les résultats de simulation peuvent être considérés comme concluants. Cette variable est en effet extrêmement sensible à la masse totale de fluide frigorigène utilisée dans la simulation. Une masse totale faible aura tendance à déplacer le cycle vers la droite sur la Figure 3.15 alors qu'une masse totale élevée aura l'effet contraire : ceci s'explique par le fait que le circuit de la machine est un système fermé à volume fixe.

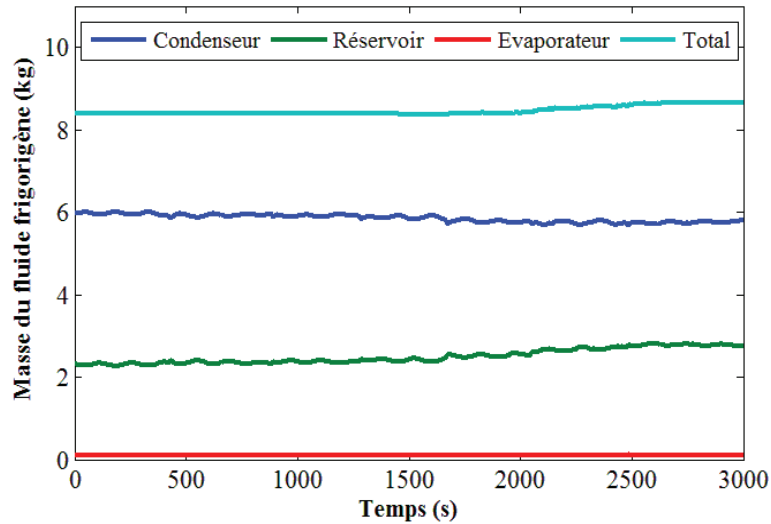


Figure 3.17 – Répartition de la masse du fluide frigorigène

Les comparaisons entre les données expérimentales et celles obtenues numériquement par le modèle sont présentées sur les Figures 3.18-3.20.

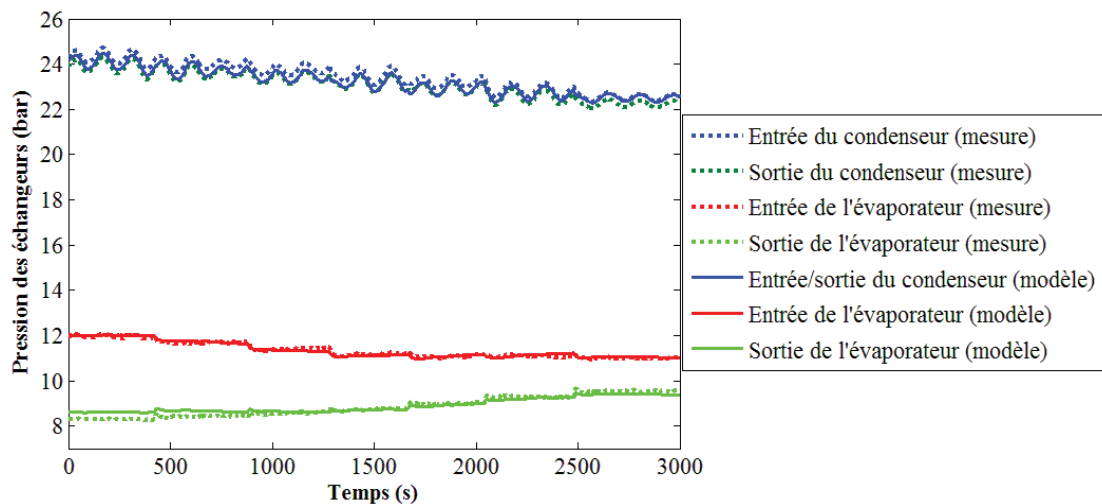


Figure 3.18 – Comparaisons entre les pressions expérimentales et calculées

On constate que la perte de charge dans l'évaporateur diminue (Figure 3.18) car le débit dans l'évaporateur est réduit (Figure 3.13). De plus, on voit que les pressions et températures au niveau du condenseur sont perturbées à cause des variations rapides de la température de l'air circulant au niveau du condenseur. L'influence de ces variations est bien représentée par le modèle. On peut ainsi conclure que la machine est très sensible à la température de l'air circulant au niveau du condenseur.

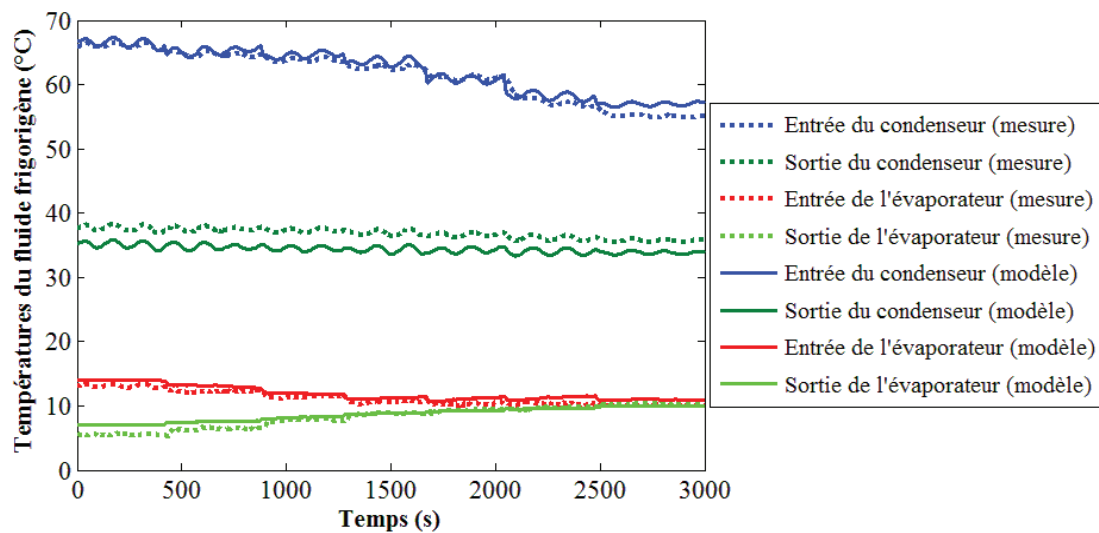


Figure 3.19 – Comparaisons entre les températures du fluide frigorigène expérimentales et calculées

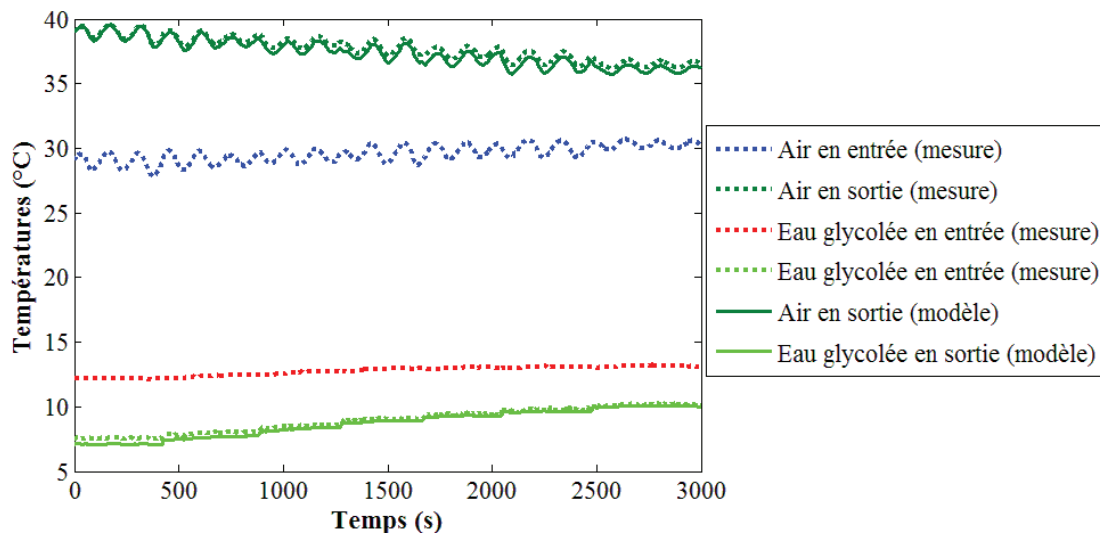


Figure 3.20 – Comparaisons entre les températures de l'air et de l'eau glycolée expérimentales et calculées

Globalement, on constate que les résultats de simulation sont très proches des données expérimentales. Ceci montre que ce modèle est capable de bien représenter le comportement dynamique de la machine suite aux variations de la vitesse de rotation du compresseur.

3.4.3.2 Scénario 2 : réponses à des variations de la température du fluide extérieur à l'entrée de l'évaporateur

Comme le montre la Figure 3.21, durant l'essai du scénario 2, la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur a graduellement diminué.

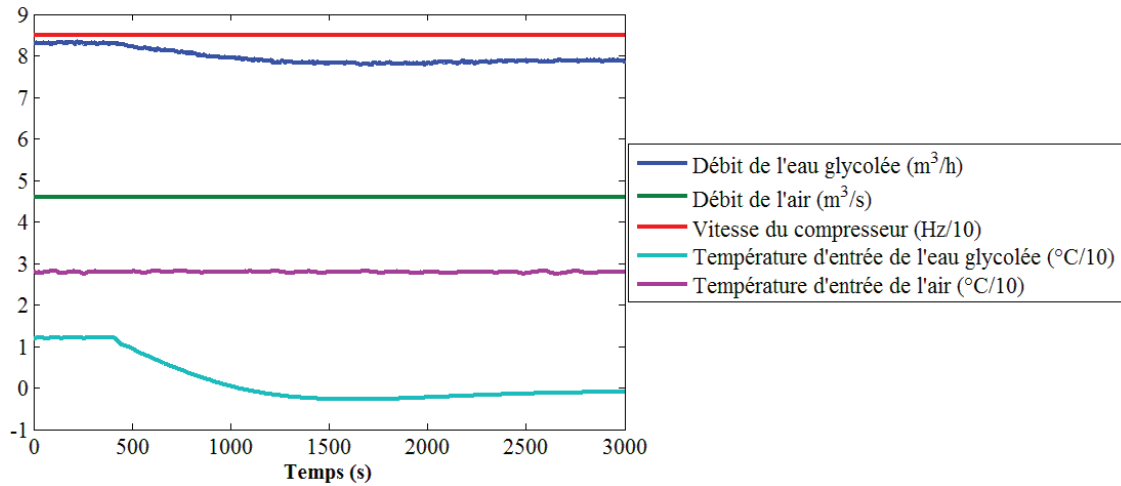


Figure 3.21 – Conditions extérieures pour le scénario 2

La surchauffe mesurée dans ce scenario ne varie pratiquement pas (courbe bleue sur la Figure 3.22). On prend donc $T_{sc}^{ref}(t) = 4^{\circ}\text{C}$ comme consigne de surchauffe du modèle. On constate que la surchauffe calculée (courbe pointillée rouge) a bien reproduit cette consigne. En revanche la valeur du signal électrique d'ouverture de détendeur mesuré s'écarte du coefficient γ donné par le modèle. On constate malgré tout que le modèle a reproduit l'allure de la courbe du signal électrique dont on rappelle que le lien avec le coefficient γ n'est pas connu.

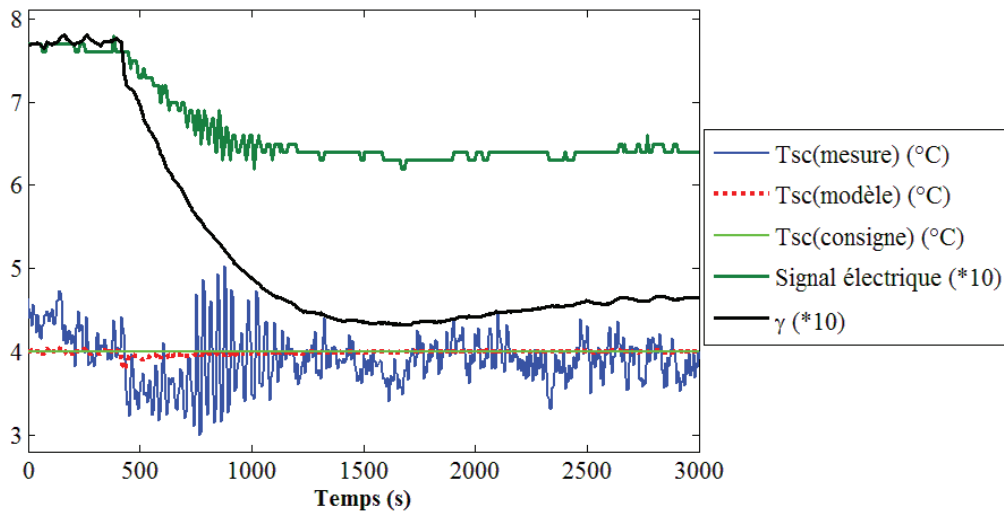


Figure 3.22 – Comparaison entre les surchauffes calculée, mesurée et la consigne

Les résultats de la simulation sont comparés avec les données expérimentales (Figures 3.23-3.25). On trouve que le modèle a bien reproduit l'essai expérimental. En effet, lorsque la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur baisse, les pressions à l'entrée et à la sortie ainsi que la température de l'eau glycolée à la sortie de l'évaporateur baissent.

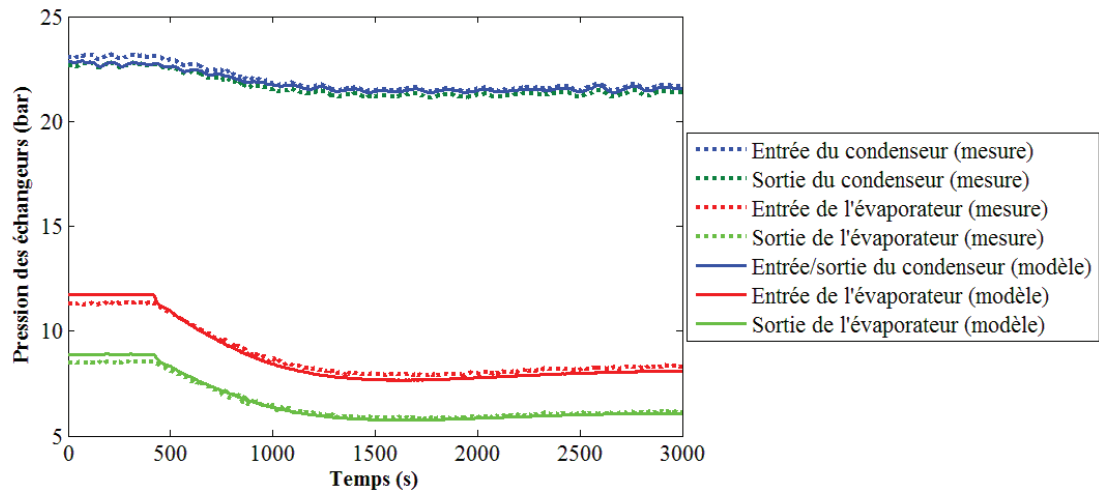


Figure 3.23 – Comparaisons entre les pressions expérimentales et calculées

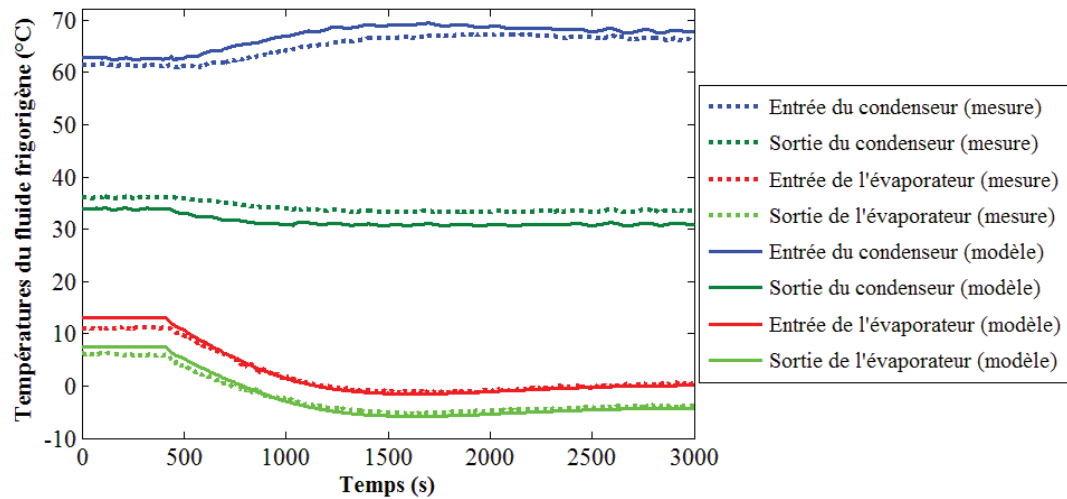


Figure 3.24 – Comparaisons entre les températures du fluide frigorigène expérimentales et calculées

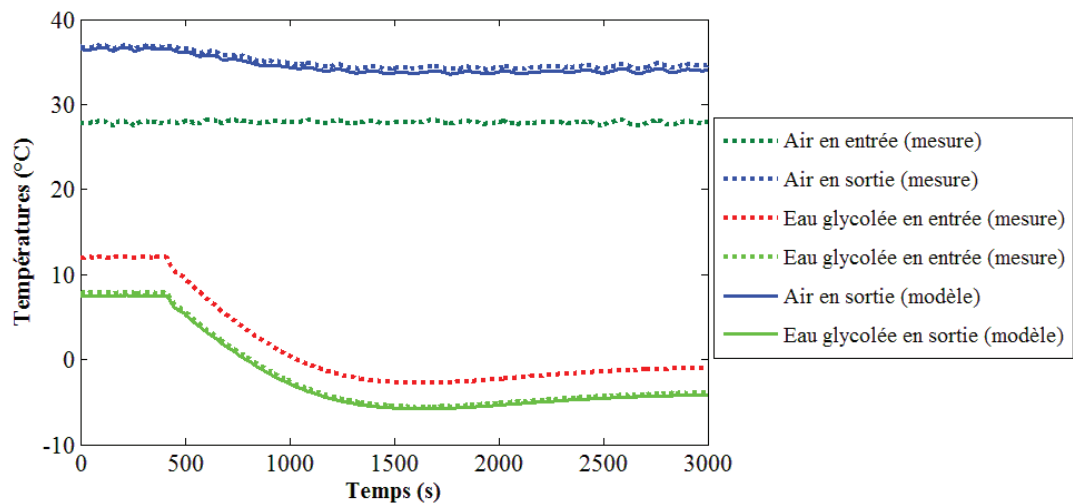


Figure 3.25 – Comparaisons entre les températures de l'air et de l'eau glycolée expérimentales et calculées

Il ressort de ces comparaisons que le modèle est capable de bien représenter le comportement dynamique de la machine suite aux variations de la température du fluide extérieur à l'entrée de l'évaporateur.

3.4.3.3 Scénario 3 : réponses à des variations des conditions de l'air incident

Dans ce scénario, on fait varier le débit et la température de l'air à l'entrée de la batterie de condenseur (Figure 3.26). La consigne de surchauffe dans le modèle est aussi prise comme constante $T_{sc}^{ref}(t) = 4^{\circ}\text{C}$, considérant que les valeurs de surchauffe mesurées ne varient pratiquement pas en dehors de la zone de perturbation liée au changement des conditions d'entrée d'air (Figure 3.27). On constate que la surchauffe calculée a bien suivi la consigne, et la courbe de l'ouverture du détendeur a bien reproduit l'allure de la courbe du signal électrique mesuré. Ces résultats nous ont reconfirmé le bon fonctionnement de la commande intégrée dans le modèle.

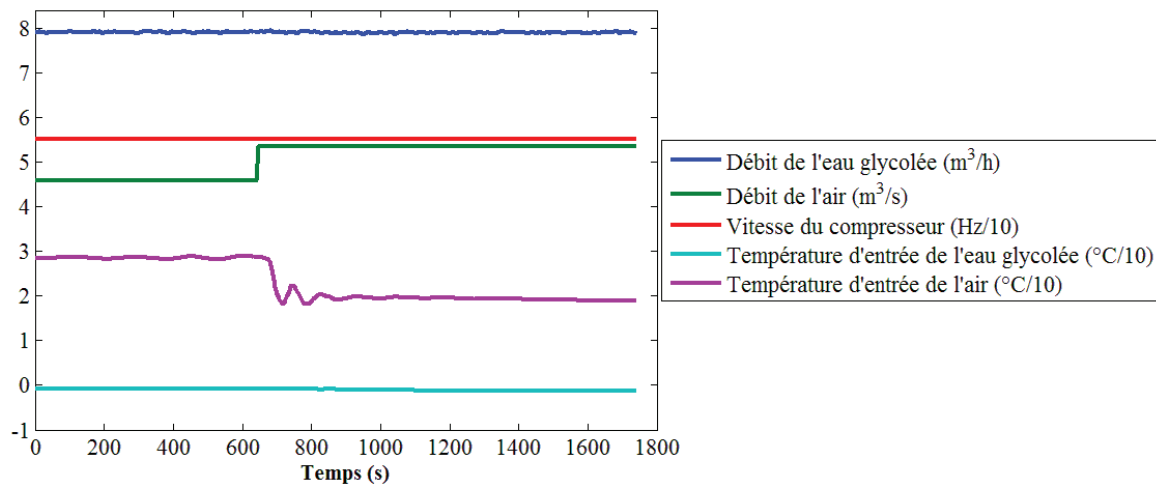


Figure 3.26 – Conditions extérieures pour le scénario 3

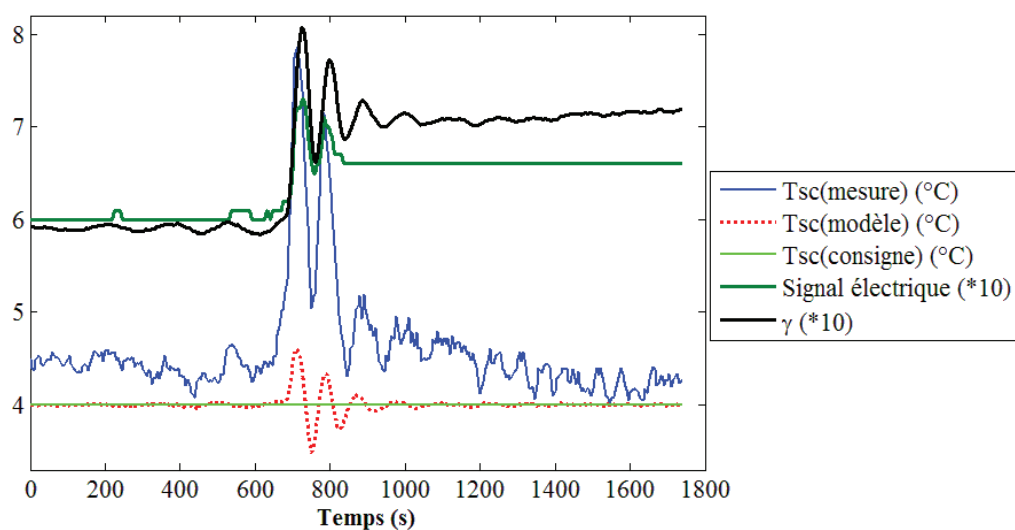


Figure 3.27 – Comparaison entre les surchauffes calculée, mesurée et la consigne

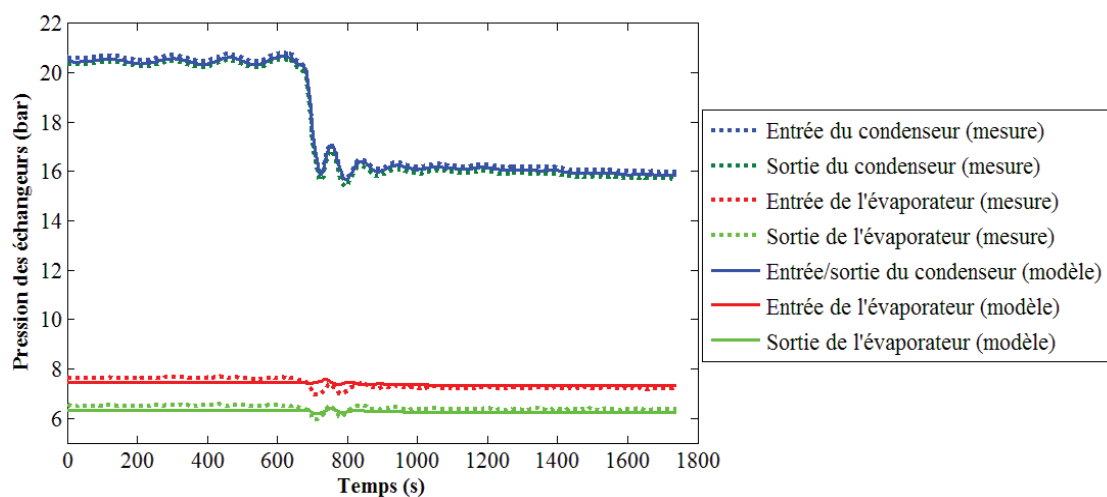


Figure 3.28 – Comparaisons entre les pressions expérimentales et calculées

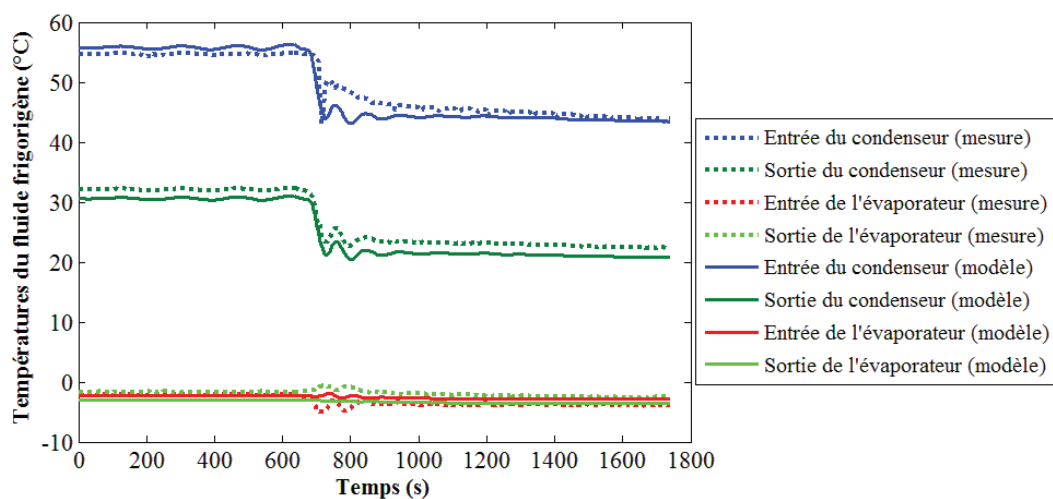


Figure 3.29 – Comparaisons entre les températures du fluide frigorigène expérimentales et calculées

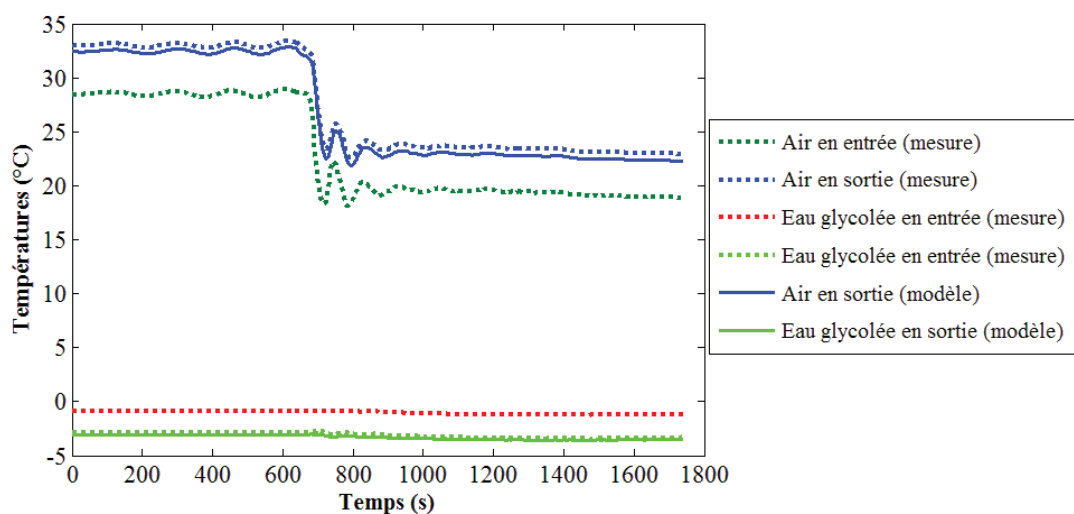


Figure 3.30 – Comparaisons entre les températures de l'air et de l'eau glycolée expérimentales et calculées

Les comparaisons entre les données de mesure et celles de simulation sont présentées par les Figures 3.28-3.30. On note que le condenseur est très sensible à ces variations alors que l'état de l'évaporateur ne change pratiquement pas ce qui est très logique.

Les résultats de comparaison montrent que le modèle permet également pour ce scénario, de bien reproduire le comportement dynamique de la machine suite aux variations des conditions extérieures de l'air circulant au niveau du condenseur.

3.5 Conclusions

Afin de valider le modèle de la machine développé dans le chapitre 1, une campagne d'essais sur un prototype de machine frigorifique a été réalisée au CMGPCE (Laboratoire Chimie Moléculaire, Génie des Procédés Chimique et Énergétique). Nous avons tout d'abord déterminé les paramètres du modèle. Certains paramètres tels que les dimensions des échangeurs et les caractéristiques du compresseur sont connus. Les autres paramètres utilisés pour le calcul des pertes de charge, des coefficients de transfert thermique et du débit dans le détendeur ont été déterminés à l'aide des données expérimentales. Le modèle du compresseur a aussi dû être adapté.

Pour les 3 scénarios présentés, nous avons montré que le modèle développé dans cette étude permet bien de reproduire le comportement dynamique de la machine. Dans le chapitre suivant, nous allons décrire les modèles développés pour le système de stockage.

Modélisation dynamique du système de stockage et validation expérimentale

Dans ce chapitre, nous allons décrire la modélisation du système de stockage d'énergie thermique par matériau à changement de phase (MCP) à partir des équations de bilan d'énergie. Deux modèles différents sont présentés selon l'approche utilisée pour traiter le phénomène de surfusion lors du processus de solidification. Dans le modèle simplifié, on considère que le liquide commence à se solidifier à une température unique et fixée inférieure à sa température de fusion. Dans le modèle basé sur les bilans de population, la surfusion est caractérisée par un modèle de cinétique de nucléation qui permet de tenir compte de son caractère stochastique. Les deux modèles sont validés en comparant les résultats numériques avec les données expérimentales et comparés entre eux de façon à vérifier si la représentation simplifiée de la surfusion est suffisamment précise.

4.1 Description du système de stockage

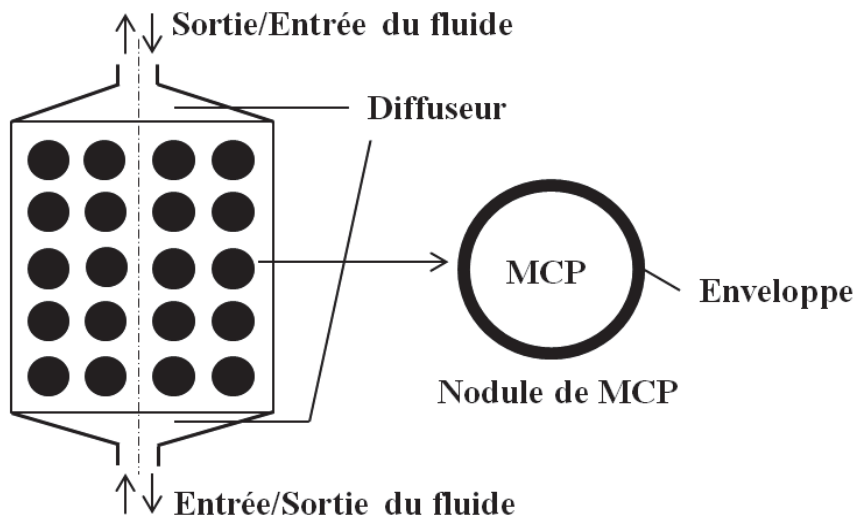


Figure 4.1 – Schéma de configuration générale d'un stock thermique par MCP

La configuration générale d'un système de stockage thermique par MCP en position verticale est représentée sur la Figure 4.1. Le système est composé d'un réservoir rempli de nodules et d'un fluide caloporteur. Les nodules sont remplis d'un matériau à changement de phase qui se solidifie ou fond suivant le sens d'utilisation et d'une petite quantité d'air pour

permettre la dilatation du MCP lors de la solidification. L'échange thermique entre les nodules et le système se fait par l'intermédiaire du fluide caloporteur circulant dans le réservoir.

La température d'entrée et le débit du fluide caloporteur sont ajustés selon les besoins. Un diffuseur assure que l'écoulement du fluide entrant est réparti uniformément sur toute la section du réservoir.

Dans le cadre de ce travail, le stock est utilisé en mode réfrigération, la phase de stockage consistant principalement en la solidification du MCP (de façon courante, on parle de « stockage de froid »). Durant le processus de stockage, le fluide caloporteur entre au bas du réservoir à une température inférieure à T_{fus} , la température de fusion du MCP et s'écoule à travers les nodules. Le MCP, initialement liquide ou sous forme d'un mélange de liquide et de solide, est donc progressivement refroidi et solidifié en cédant de la chaleur au fluide caloporteur. Durant le processus de déstockage, le fluide caloporteur entre au sommet du réservoir à une température supérieure à T_{fus} . Le MCP, initialement solide ou sous forme d'un mélange de solide et de liquide, fond et est réchauffé en absorbant de l'énergie du fluide caloporteur.

Le transfert thermique au cours des processus de stockage-déstockage peut donc être décrit selon deux étapes du point de vue du MCP : l'étape de transfert thermique à température variable où le MCP est monophasique (liquide ou solide) et l'étape de transfert thermique à température fixe durant lequel se passe le changement d'état du MCP (Ghoneim, 1989). L'échange thermique entre le fluide et les nodules s'effectue principalement pendant l'étape de transfert thermique à température fixe, par exemple plus de 90% de la chaleur est échangée pendant cette étape dans le cas où le MCP est de l'eau (Zhu et Zhang, 2000).

4.2 État de l'art

4.2.1 Modèles de stocks thermiques par MCP

Le stockage d'énergie thermique par MCP consiste à exploiter la quantité d'énergie engagée lors du changement d'état d'un matériau à changement de phase (MCP). Par rapport au stockage par variation de température, le stockage par MCP est particulièrement attractif grâce à sa grande densité énergétique volumique. De plus, le changement d'état se déroule à une température constante qui correspond à la température de transition de phase, donc il permet de réaliser les processus de stockage ou déstockage avec une petite différence de température entre le fluide caloporteur et le MCP (Agyenim *et al.*, 2010 ; Dutil *et al.*, 2011).

De nombreux travaux concernant la modélisation des systèmes de stockage par MCP sont disponibles dans la littérature, certains d'entre eux sont recensés par Verma et Singal (2008), Dutil *et al.* (2011), Nkwetta et Haghighat (2014), et Liu *et al.* (2014). Le développement d'un modèle détaillé pour caractériser le comportement thermique d'un système de stockage par MCP est complexe, puisqu'il faut tenir compte des problèmes de transfert thermique associés

au changement de phase, du phénomène de surfusion ainsi que de l'écoulement à l'extérieur des nodules (Agyenim *et al.*, 2010 ; Dutil *et al.*, 2011).

Un problème délicat dans la modélisation dynamique du MCP est la résolution du problème de transfert thermique avec changement d'état au sein des nodules, sachant que l'interface liquide/solide est mobile. En effet, la présence d'une condition limite mobile rend difficile la mise en œuvre d'une solution numérique du système d'équations aux dérivées partielles décrivant le transfert de chaleur (Verma *et al.*, 2008).

Une approche permettant de calculer la position de l'interface consiste à immobiliser l'interface par une transformation de coordonnées, et ainsi linéariser l'interface mobile (Jallouli *et al.*, 2001 ; Azzouz *et al.*, 2007 ; Zsebinzski *et al.*, 2014). Les équations de transfert de chaleur sont résolues séparément dans les deux phases et la position de l'interface est obtenue par la résolution de l'équation de bilan d'énergie à l'interface. D'autres approches très largement utilisées consistent à considérer le domaine d'étude comme une seule phase dont les propriétés thermophysiques dépendent fortement de la température. Pour ces méthodes, le système d'équation décrivant le processus de changement d'état est réduit à une seule équation du transfert de chaleur (Zalba *et al.*, 2003 ; Verma *et al.*, 2008) ; la fraction de liquide locale est utilisée pour suivre le déplacement du front de cristallisation à travers un maillage fixe (Choquette et Lacroix, 1997 ; El Omari, 2001 ; Bilir et Ilken, 2005). Cette méthode isole le transfert thermique relié au changement de phase par le biais d'un terme source dans l'équation d'énergie.

Pour simplifier le modèle dynamique du MCP, le transfert de chaleur au sein des deux phases du matériau est très souvent considéré comme un transfert de chaleur par conduction pure (Bilir et Ilken, 2005 ; Kousksou *et al.*, 2010 ; Votyakov et Bonanos, 2014), et la convection naturelle à l'intérieur de la phase liquide est négligée. Afin que la simulation numérique du modèle représente davantage les mesures expérimentales, un coefficient de conduction effectif est introduit pour rendre compte de l'importance de la convection naturelle interne (Ismail et Henriquez, 2002 ; Bony et Citherlet, 2007 ; Xia *et al.*, 2010).

4.2.2 Phénomène de surfusion

Généralement, lors du refroidissement, un MCP liquide ne cristallise pas immédiatement quand sa température atteint la température de fusion T_{fus} tandis que ce retard n'apparaît pas lorsqu'un MCP solide fond. Le MCP liquide doit donc être sous-refroidi pour achever le processus de solidification. D'après des investigations expérimentales (Bédécarrats, 1997), une fois que la solidification commence dans un nodule, la température du contenu remonte instantanément à la température de fusion T_{fus} et elle restera constante jusqu'à la fin de la solidification (Figure 4.2). Afin de caractériser la surfusion, on définit la température de cristallisation T_c comme la température à laquelle se passe la rupture de surfusion, et le degré de surfusion ΔT comme l'écart entre T_{fus} et T_c . Selon les résultats expérimentaux, lors du refroidissement, le MCP liquide cristallise à une température T_c dont la valeur présente un caractère aléatoire (Clausse, 1987).

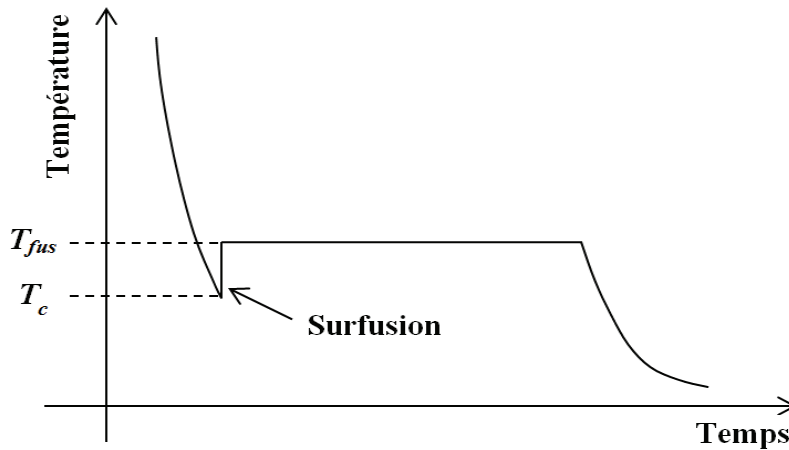


Figure 4.2 – Le phénomène de surfusion dans un nodule

Une surfusion importante peut augmenter significativement la durée de charge et la puissance du groupe frigorifique à installer, il est donc important de tenir compte de ce phénomène dans la modélisation dynamique des systèmes de stockage thermique par MCP (Zhang et Niu, 2010 ; Kousksou *et al.*, 2010). Dans la littérature, peu de travaux ont pris en compte la surfusion pour la modélisation dynamique. La plupart d'entre eux considèrent que le MCP liquide commence à solidifier à la température de fusion (Bony et Citherlet, 2007 ; Martin *et al.*, 2010 ; Zsembinszki *et al.*, 2014).

Une approche simplifiée pour tenir compte de la surfusion consiste à considérer que la température de cristallisation est une constante inférieure à la température de fusion (Wu *et al.*, 2010 ; Clavet *et al.*, 2013). Cette température est déterminée comme la moyenne des valeurs expérimentales. Bédécarrats *et al.* (1996) ont proposé d'utiliser la probabilité de cristallisation par unité de temps, un concept issue de la théorie de la nucléation, pour tenir compte du caractère stochastique de la rupture de surfusion. Cette approche s'avère précise et efficace pour prévoir le comportement thermique d'un stockage thermique par MCP (Kousksou *et al.*, 2005 ; Bédécarrats *et al.*, 2009b). Une étude théorique et expérimentale pour caractériser la probabilité de cristallisation d'un MCP à l'intérieur d'une émulsion est présentée par El Rhafiki (2011).

Dans ce travail, deux modèles ont été développés :

- un modèle simplifié consistant à considérer une température fixe de solidification inférieure à la température de fusion ;
- un modèle prenant en compte la variabilité de la température de début de solidification à l'aide de la technique des bilans de population.

La description de l'écoulement externe est quant à lui identique pour ces deux modèles : l'écoulement est considéré comme une cascade de RPAC.

4.3 Modèle simplifié du stock thermique par MCP

4.3.1 Discrétisation spatiale et équations de bilan

D'après une démarche similaire à celle qui est utilisée pour la modélisation des échangeurs de chaleur (voir le chapitre 2), nous proposons de représenter l'écoulement du fluide caloporteur par une cascade de RPAC, le transfert au sein des nodules étant représenté par un schéma électrique équivalent (Figure 4.3). Dans chaque RPAC, les propriétés thermodynamiques du fluide et des nodules sont supposées uniformes et l'état du flux liquide de sortie est identique à celui du fluide contenu dans le RPAC considéré. La quantité de nodules associés au volume de liquide est dans le même rapport qu'au niveau du stock complet.

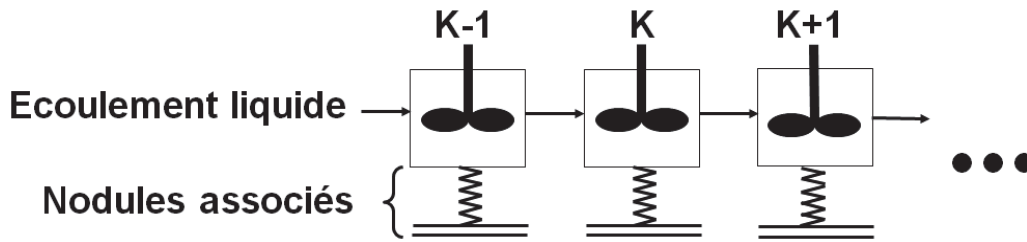


Figure 4.3 – Schéma de discrétisation spatiale du stock thermique par MCP

En supposant que le fluide caloporteur est incompressible et que l'écoulement est axial, les bilans d'énergie du fluide et des nodules du $k^{\text{ième}}$ RPAC ($k = 1 \dots N$) établis ici pour le processus de stockage sont :

$$m_f c_f \frac{dT_f^k}{dt} = q_f c_f (T_f^{k-1} - T_f^k) + \frac{n_t^k (T_n^k - T_f^k)}{R_{fn}} \quad (4.1)$$

$$m_n \frac{dh_n^k}{dt} = \frac{T_f^k - T_n^k}{R_{fn}} \quad (4.2)$$

où m_n et m_f sont respectivement les masses de MCP contenu dans un nodule et du fluide dans le $k^{\text{ième}}$ RPAC, n_t^k est le nombre de nodules dans le $k^{\text{ième}}$ RPAC, R_{fn} est la résistance thermique équivalente entre le fluide et le contenu d'un nodule, qui sera décrite dans la section 4.3.5.

4.3.2 Construction de la structure mathématique

Le contenu des nodules du $k^{\text{ième}}$ RPAC peut être dans trois états :

- état solide à température moyenne T_s^k ;
- état liquide à température moyenne T_l^k ;

- mélange de solide et de liquide supposés être à l'équilibre thermodynamique à la température de fusion T_{fus} . On notera x_s^k la fraction massique de solide.

Afin de simplifier la description du modèle, on désigne désormais par 'nodule solide' un nodule dont le contenu est à l'état solide, 'nodule mélangé' un nodule dont le contenu est un mélange de solide et de liquide, 'nodule liquide' un nodule dont le contenu est à l'état liquide.

A chacune de ces trois configurations correspond une version adaptée du modèle. La représentation globale de la dynamique du système nécessite de réaliser des commutations entre les différents sous-modèles selon une démarche analogue à celle développée pour la modélisation des échangeurs de chaleur (voir le chapitre 2) consistant à représenter le système par un vecteur d'état étendu.

Pour les nodules liquides ou solides, la fraction massique de solide est constante ($x_s^k = 0$ ou $x_s^k = 1$), soit :

$$\frac{dx_s^k}{dt} = 0 \quad (4.3)$$

Les températures moyennes peuvent être calculées à l'aide des bilans d'énergie (4.2) exprimés dans le cas monophasique :

$$\begin{cases} m_n c_s \frac{dT_s^k}{dt} = \frac{(T_f^k - T_s^k)}{R_{fn}} \\ m_n c_l \frac{dT_l^k}{dt} = \frac{(T_f^k - T_l^k)}{R_{fn}} \end{cases} \quad (4.4)$$

En ce qui concerne les nodules mélangés, la température des nodules est constante, soit :

$$\begin{cases} \frac{dT_n^k}{dt} = 0 \\ T_n^k = T_{fus} \end{cases} \quad (4.5)$$

Le bilan d'énergie (4.2) des nodules s'exprime comme suit :

$$m_n \Delta h_{ls} \frac{dx_s^k}{dt} = \frac{(T_f^k - T_n^k)}{R_{fn}} \quad (4.6)$$

où Δh_{ls} est l'enthalpie massique de fusion du MCP.

Finalement, un système dynamique de $3N$ équations différentielles ordinaires unique peut être formé par les équations précédentes :

$$\begin{cases} \dot{X} = F \\ X^T = [T_f^1 T_n^1 x_s^1 \dots T_f^N T_n^N x_s^N] \end{cases} \quad (4.7)$$

les expressions du vecteur F dépendant de la configuration des nodules.

4.3.3 Traitement du phénomène de surfusion

Dans ce modèle simplifié, la température de cristallisation T_c est considérée comme constante, c'est-à-dire que le contenu des nodules commence à se solidifier dès qu'il est refroidi à T_c . La valeur de T_c est déterminée d'après les résultats expérimentaux. Une fois le processus de solidification initié, la température du contenu du nodule atteint immédiatement la température de fusion T_{fus} et elle restera constante jusqu'à solidification complète. En considérant que le démarrage de la cristallisation est adiabatique, la fraction massique au point initial de solidification x_s^c peut être calculée à l'aide du bilan d'énergie conduisant à l'expression suivante :

$$x_s^c = \frac{h_l(T_{fus}) - h_l(T_c)}{h_l(T_{fus}) - h_s(T_{fus})} = \frac{c_{p_l}(T_{fus} - T_c)}{\Delta h_{ls}} \quad (4.8)$$

où $h_l(T)$ et $h_s(T)$ sont respectivement les enthalpies massiques du liquide et du solide.

4.3.4 Points de commutation

La résolution de l'équation (4.7), qui diffère en fonction de l'état du contenu des nodules, nécessite l'identification d'événements discrets associés aux transitions entre les différentes configurations possibles. Ce système est donc du type hybride, nécessitant des opérations de commutation entre les différentes configurations. À partir d'une situation initiale en mélange, si la fraction massique du solide atteint une valeur proche de 0 ou 1, l'état des nodules est considéré comme liquide ou solide. Pour une situation initiale solide, l'état des nodules devient mélange lorsque la température est supérieure à la température de fusion. Pour une situation initiale liquide, l'état des nodules devient mélange quand la température est inférieure à la température de cristallisation (Figure 4.4).

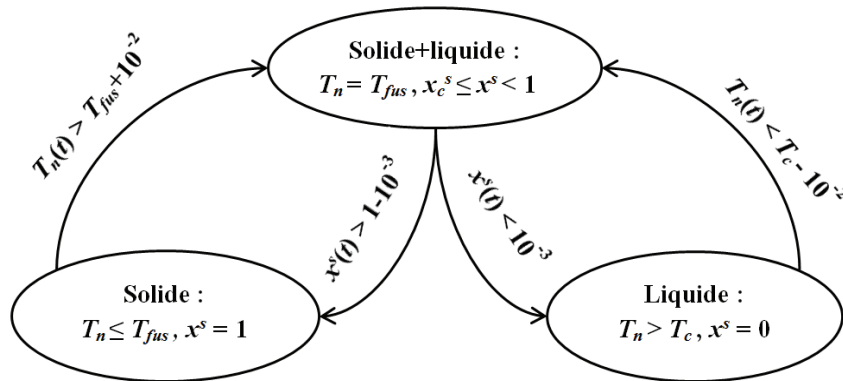


Figure 4.4 – Schéma de commutation entre différentes configurations des nodules

Notons que lorsque le processus de fonctionnement (stockage ou déstockage) est modifié, le sens d'écoulement du fluide caloporteur est différent (voir la section 4.1). Le bilan d'énergie du fluide (équation (4.1)) au cours du le processus de déstockage devient :

$$m_f c_f \frac{dT_f^k}{dt} = q_f c_f (T_f^{k+1} - T_f^k) + \frac{n_t^k (T_n^k - T_f^k)}{R_{fn}} \quad (4.9)$$

Une étape de commutation est donc aussi nécessaire pour tenir compte de cet événement.

4.3.5 Détermination des résistances thermiques

Dans ce modèle, les nodules sont supposés être séparés ; le transfert thermique ne se fait qu'entre le MCP et le fluide caloporteur et peut être représenté par une analogie électrique de trois résistances thermiques en série : la résistance convective entre l'enveloppe de nodule et le fluide R_f , la résistance conductive de l'enveloppe R_{env} , et la résistance à l'intérieur du nodule R_{MCP} (Figure 4.5).

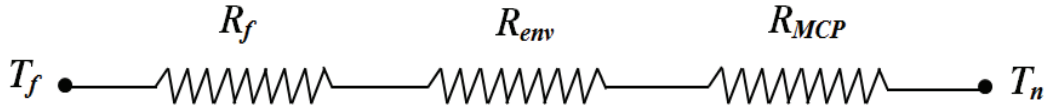


Figure 4.5 – Schéma électrique équivalent des résistances thermiques

La résistance thermique équivalente entre le fluide et le MCP est donc :

$$R_{fn} = R_f + R_{env} + R_{MCP} \quad (4.10)$$

Afin de calculer la résistance thermique convective entre l'enveloppe et le fluide, la corrélation proposée par Wakao et Kuguei (1982) pour l'écoulement à travers un lit fixe de nodules sphériques est utilisée :

$$\begin{cases} Nu = \frac{\alpha_f d_e}{\lambda_f} = 2.0 + 1.1 Pr_f^{1/3} Re_f^{0.6} \\ 1 < Re_f = \frac{\rho_f u d_e}{\mu_f} < 1000 \end{cases} \quad (4.11)$$

La résistance conductive d'une enveloppe sphérique supposée être en régime stationnaire est (Holman, 2009) :

$$R_{env} = \frac{1}{4\pi\lambda_{env}} \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_e} \right) \quad (4.12)$$

où r_i et r_e sont les rayons interne et externe de l'enveloppe.

En ce qui concerne le transfert thermique à l'intérieur du nodule à l'état mélangé, Zhu et Zhang (2000) ont développé des corrélations pour calculer un coefficient d'échange

thermique équivalent α_{in} pour les nodules sphériques dans lesquels le MCP utilisé est de l'eau. Ce coefficient équivalent représente l'effet combiné de la conduction, de la convection naturelle, et de la non-uniformité de température et de distribution des phases à l'intérieur du nodule. Afin de tenir compte de l'impact de la dimension des nodules, le coefficient est calculé comme suit :

$$\begin{cases} \alpha_{in} = \alpha_{in,d_0} \beta \\ \beta = (d_0 / d)^{0,25} \end{cases} \quad (4.13)$$

où $d_0 = 95$ mm est le diamètre de référence qui est utilisé par Zhu et Zhang.

La corrélation pour le processus de stockage (solidification) est :

$$\alpha_{in,d_0} = 69 - 27,8x_s - 128,9x_s^2 + 95,8x_s^3 \quad (4.14)$$

Et la corrélation pour le processus de déstockage (fusion) est :

$$\alpha_{in,d_0} = 2,9 + 193,6x_s - 450,4x_s^2 + 408,6x_s^3 \quad (4.15)$$

Le transfert de chaleur à l'intérieur du nodule se fait par conduction pure lorsque le MCP est à l'état solide. Afin de calculer le coefficient d'échange thermique équivalent, on propose d'utiliser le modèle dit de « Linear Driving Force » (LDF) qui est appliqué jusqu'à présent exclusivement dans la modélisation de processus d'adsorption (Ruthven, 1984 ; Leinekugel-Coq *et al.*, 2007). Ce modèle a été développé par Glueckauf (1955) pour décrire la diffusion homogène dans une particule sphérique. Si l'on transpose le modèle LDF au transfert de chaleur par conduction, on exprime le bilan d'énergie comme suit :

$$\frac{dT_s}{dt} = k_s (T_i - T_s) = \frac{\alpha_{is} S_i}{m_s c_s} (T_i - T_s) \quad (4.16)$$

où T_i est la température de la surface côté intérieur de la sphère, m_s est la masse du solide, k_s est une conductance équivalente qui est déterminée par (Ruthven, 1984 ; Glueckauf, 1955) :

$$k_s = \frac{15a_s}{r_i^2} \quad (4.17)$$

où a_s est la diffusivité thermique du solide.

Donc le coefficient d'échange thermique équivalent peut ainsi être calculé par :

$$\alpha_{in} = \alpha_{is} = \frac{15a_s m_s c_s}{r_i^2 S_i} \quad (4.18)$$

On peut également appliquer cette méthode au cas où le MCP est à l'état liquide :

$$\alpha_{in} = \alpha_{il} = \frac{15a_l m_l c_l}{r_i^2 S_i} \quad (4.19)$$

Pour prendre en compte la contribution de la convection naturelle à l'intérieur du nodule à l'état liquide, la diffusivité thermique du liquide a été remplacée par une diffusivité thermique équivalente comme proposée par Bony et Citherlet (2007).

La résistance thermique totale entre le MCP et le fluide caloporteur peut finalement s'écrire :

$$R_{fn} = \frac{1}{S_e \alpha_f} + R_{env} + \frac{1}{S_i \alpha_{in}} \quad (4.20)$$

4.3.6 Simulation numérique et validation du modèle simplifié

4.3.6.1 Conditions opératoires

Des données expérimentales d'un essai effectué par la société CRISTOPIA sont utilisées pour réaliser la simulation numérique et pour valider le modèle. La Figure 4.6 présente le schéma d'installation expérimentale de cet essai. Le stockage thermique par MCP est constitué de 3 cuves cylindriques verticales en parallèle de volume $0,5 \text{ m}^3$. Les nodules sphériques remplissant les cuves contiennent de l'eau et 5% en volume d'air. Le processus de stockage est réalisé grâce à un groupe froid qui refroidit le fluide caloporteur par l'intermédiaire de son évaporateur. Le fluide caloporteur est de l'eau glycolée contenant 30% en volume d'éthylène glycol. En ce qui concerne le processus de déstockage, un réchauffeur électrique de puissance variable permet de simuler l'apport thermique dans les pièces d'un bâtiment à rafraîchir en chauffant le fluide caloporteur. De nombreux sondes et débitmètres sont installés pour mesurer les températures et les débits aux différentes positions.

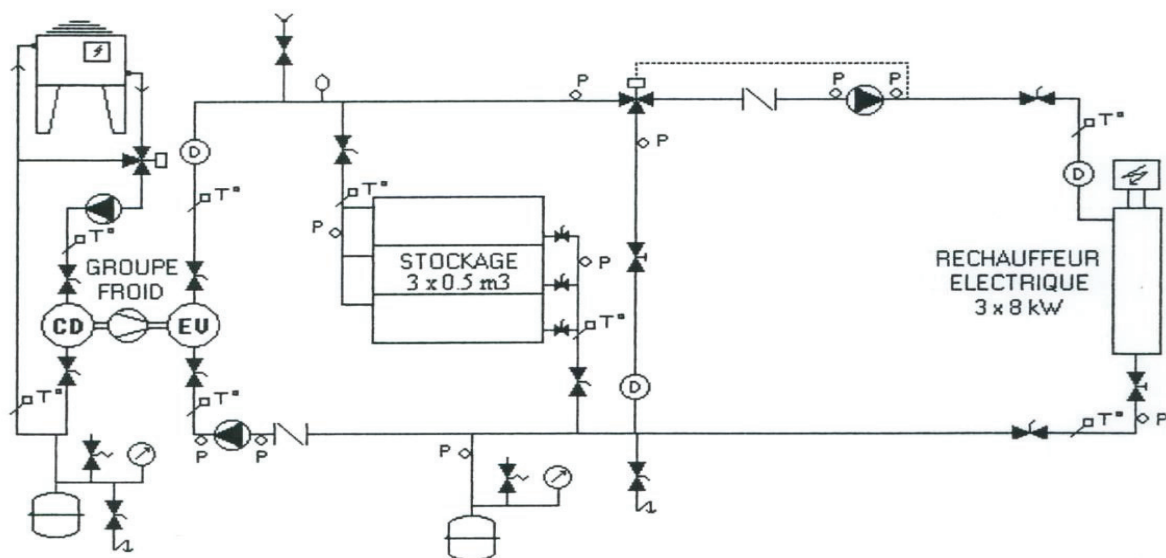


Figure 4.6 – Schéma d'installation expérimentale de l'étude du stock (source : CRISTOPIA)

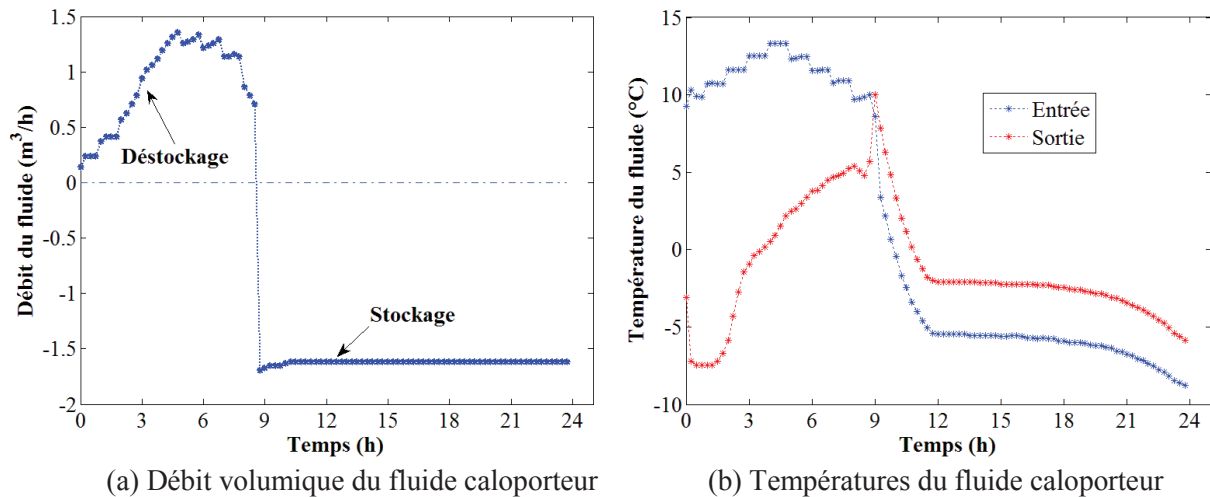


Figure 4.7 – Débit volumique et températures du fluide caloporteur (source : CRISTOPIA)

Les mesures du débit et des températures d'entrée et de sortie du stock sont présentées sur la Figure 4.7. De 0 h à 9 h se déroule le processus de déstockage, et le processus de stockage se réalise à partir du 9 h jusqu'à 24 h. Le fluide circule du haut vers le bas lors du déstockage, et du bas vers le haut lors du stockage. Le débit du fluide varie pendant le processus de déstockage alors qu'il est constant lors du stockage.

Les autres paramètres utilisés dans la simulation sont donnés dans le Tableau 4.1.

Tableau 4.1 – Paramètres utilisés dans la simulation

Symbole	Description	Valeur
D_t	Diamètre de cuve (m)	0,5
H_t	Hauteur de cuve (m)	2,6
r_e	Rayon extérieur de nodules (mm)	49
r_i	Rayon intérieur de nodules (mm)	47,4
n_t	Nombre total de nodules dans le réservoir	1900
Δh_{ls}	Enthalpie massique de fusion (kJ kg^{-1})	333
ρ_f	Masse volumique de fluide (kg m^{-3})	1051
ρ_l	Masse volumique de l'eau liquide (kg m^{-3})	1000
c_l	Capacité thermique de l'eau liquide ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$)	4217
c_s	Capacité thermique de l'eau solide ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$)	2060
c_f	Capacité thermique de fluide ($\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$)	3589
μ_f	Viscosité dynamique de fluide ($\mu\text{Pa s}^{-1}$)	4,15
λ_{env}	Conductivité thermique de l'enveloppe ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	0,43

4.3.6.2 Etude de sensibilité

Afin de déterminer le nombre de RPAC nécessaire dans la simulation, on a comparé les températures du fluide en sortie calculées avec différents nombres de RPAC (Figure 4.8). On constate que le modèle est beaucoup plus sensible au nombre de RPAC dans le processus de déstockage que dans le processus de stockage, et que les résultats sont indépendants du

nombre de RPAC à partir de 20 RPAC. Par conséquent, le réservoir de stockage est divisé en 20 RPAC dans les simulations suivantes.

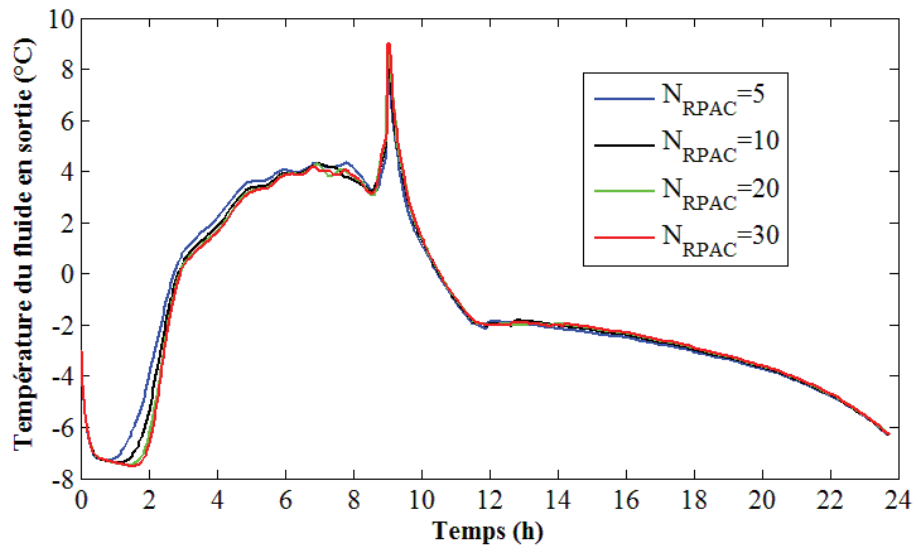


Figure 4.8 – Influence du nombre de RPAC sur le modèle du stock

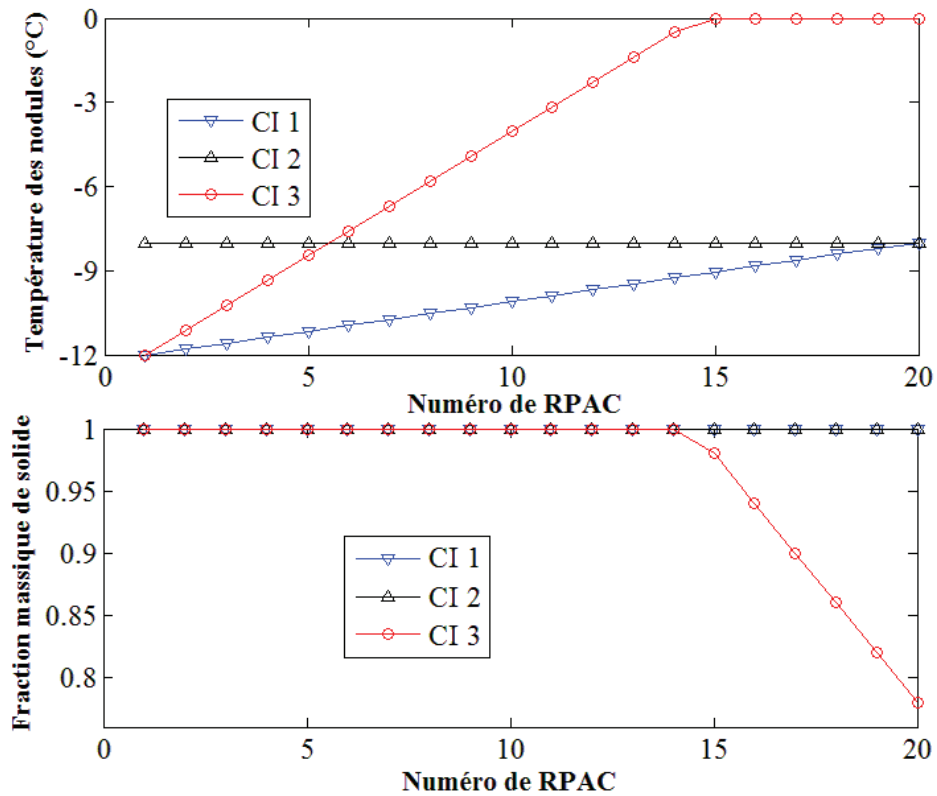


Figure 4.9 – Différentes conditions initiales des nodules

Les conditions initiales du système, surtout l'état initial des nodules, ne sont pas connues. Pour connaître l'influence des conditions initiales sur le modèle, on a testé trois différentes conditions initiales des nodules (CI 1, CI 2 et CI 3) représentées sur la Figure 4.9. Les résultats de simulation avec ces conditions sont présentés sur la Figure 4.10. On constate que

les conditions initiales des nodules affectent principalement les résultats au début du processus, c'est-à-dire durant la phase de déstockage. En comparant avec les données expérimentales, les conditions initiales CI 1 ont été choisies.

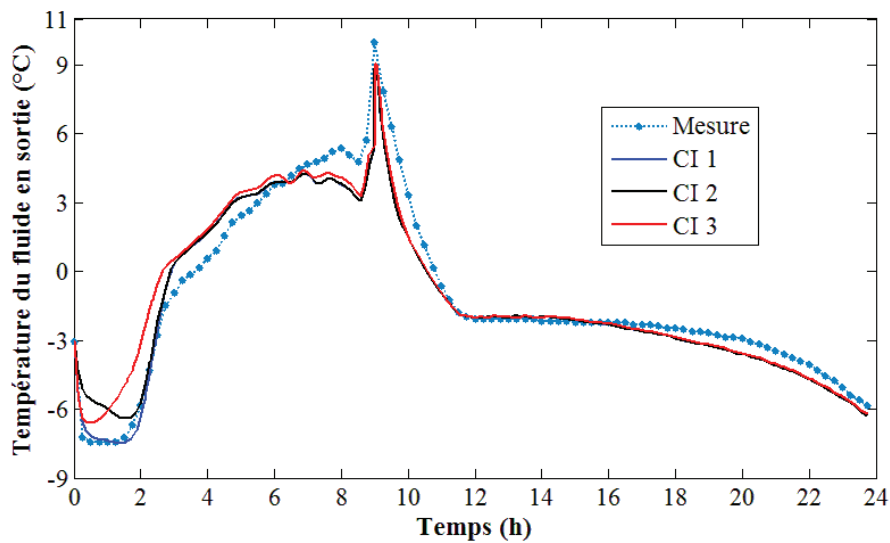


Figure 4.10 – Résultats de simulation avec différentes conditions initiales des nodules

L'influence de la surfusion est illustrée par la Figure 4.11. La valeur de la surfusion choisie n'affecte les résultats de simulation que lors du processus de stockage. Plus la valeur de la surfusion est importante, plus la température du fluide en sortie est basse. En comparant les résultats de simulation avec les données de mesure, on a décidé de prendre la valeur de la surfusion à -2°C dans ce modèle.

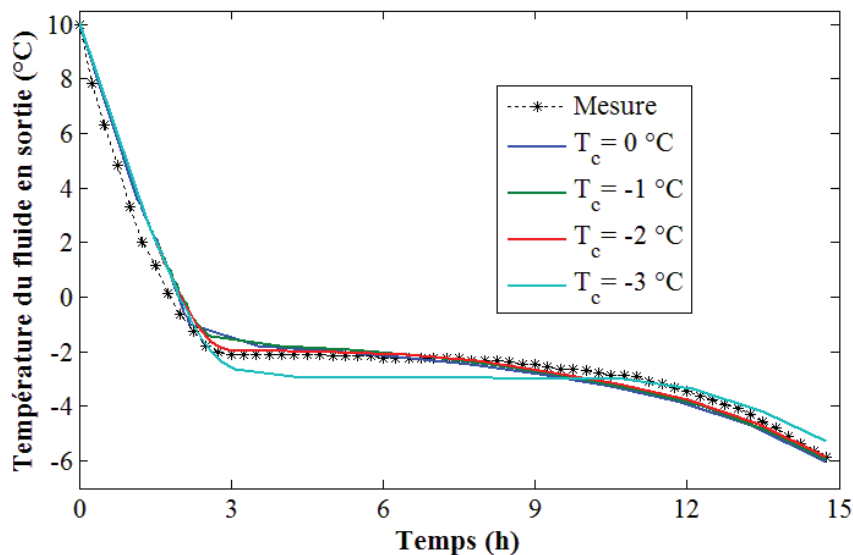


Figure 4.11 – Influence de la surfusion sur le modèle de stock pendant la phase de stockage (solidification)

La Figure 4.12 présente la variation de la température du fluide en sortie en faisant varier la résistance convective entre l'enveloppe du nodule et le fluide R_f et la résistance à l'intérieur

du nodule R_{MCP} , qui sont présentés dans la section 4.3.5. Il ressort de ces résultats que le modèle est peu sensible à la résistance R_f . Par contre, le modèle est très sensible à la résistance R_{MCP} . Des corrélations précises pour calculer ce dernier sont nécessaires afin d'assurer la précision du modèle.

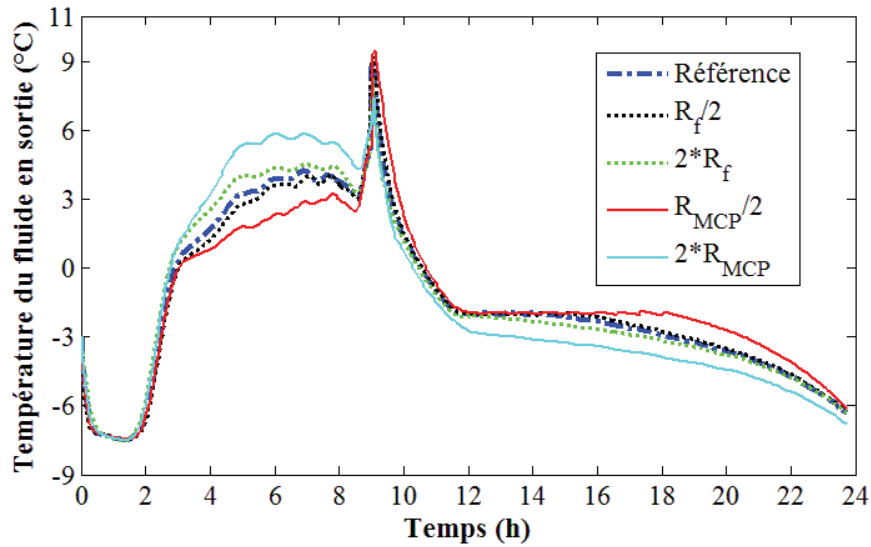


Figure 4.12 – Influence des résistances thermiques sur le modèle de stock

4.3.6.3 Validation du modèle simplifié

La température à l'entrée et le débit du fluide caloporteur sont utilisés en tant que conditions d'entrée pour le modèle. La comparaison entre la température du fluide en sortie simulée et celle mesurée est présentée sur la Figure 4.13. Il ressort de ces résultats que ce modèle simplifié est capable de représenter le processus de changement de phase d'une manière raisonnable. L'écart résulte principalement de l'imprécision des coefficients d'échange thermique utilisés, comme l'a montré l'étude de sensibilité précédente.

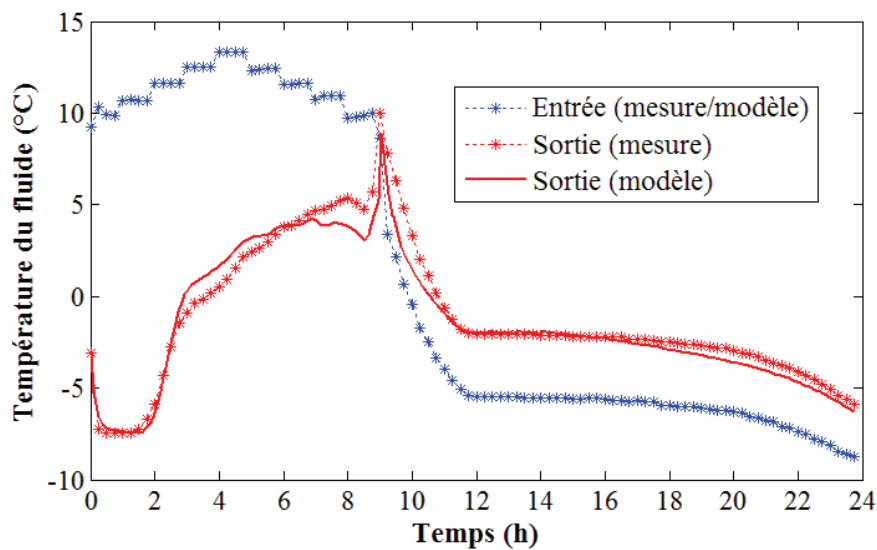


Figure 4.13 – Comparaison entre les résultats de simulation et les données expérimentales

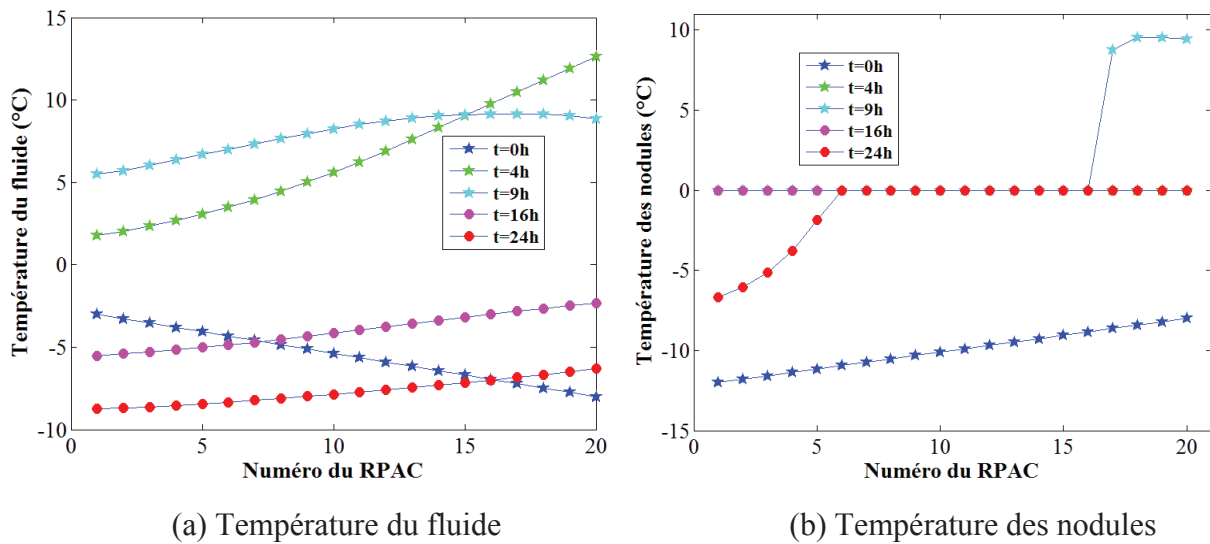
4.3.6.4 Exploitation du modèle : évaluation de l'état du stock

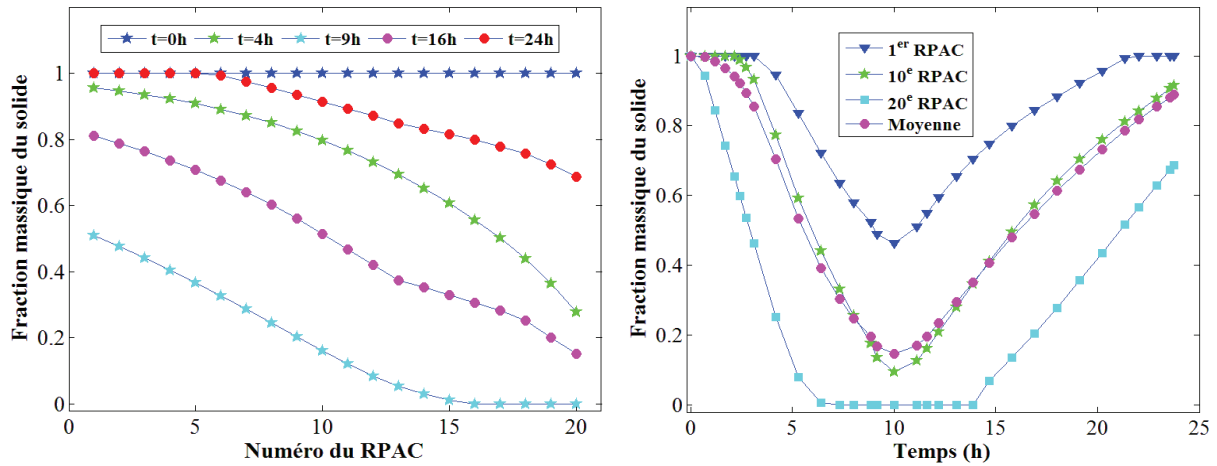
Les simulations présentées correspondent aux conditions utilisées pour la validation du modèle. Globalement, les températures des nodules et du fluide augmentent au cours du temps pendant le processus de déstockage et elles diminuent lors du stockage (Figure 4.14 (a) et (b)). L'échange thermique entre le fluide et les nodules se dégrade dans la direction de l'écoulement du fluide. Quant à la fraction massique de solide, on voit qu'à la fin du déstockage (9 h), un peu moins d'un quart des nodules dans le réservoir sont entièrement liquéfiés le reste étant des nodules mélangés (Figure 4.14 (c)). Les fractions de solide augmentent pendant le processus de stockage et enfin un quart des nodules sont entièrement solides à la fin du processus.

Afin de mieux caractériser les niveaux de fusion et solidification, les évolutions de la fraction massique de solide au niveau du stock et au cours du temps sont représentées sur la Figure 4.14 (d). Pour cela, on calcule la moyenne de la fraction massique de solide :

$$x_s^m = \frac{m_n \sum_{k=1}^{N_{RPAC}} n_t^k x_s^k}{m_n \left(\sum_{k=1}^{N_{RPAC}} n_t^k \right)} = \frac{1}{N_{RPAC}} \sum_{k=1}^{N_{RPAC}} x_s^k \quad (4.21)$$

Dans l'équation (4.21), on a en effet tenu compte du fait que n_t^k , le nombre de nodules affecté à chaque RPAC, est constant. On constate que la fraction massique de solide continue à diminuer après la fin de déstockage jusqu'à 10 h. En effet, cela est dû au fait que la température du fluide à l'entrée est encore supérieure à la température de fusion jusqu'à 10 h (Figure 4.14 (b)). Approximativement 85% de la masse totale de MCP est liquéfié pendant le déstockage, alors que 90% de la masse totale est solidifié à la fin de stockage.





(c) Distribution spatiale de la fraction massique de solide

(d) Évolution de la fraction massique de solide au cours du temps

Figure 4.14 – Résultats de simulation du modèle simplifié

4.4 Modèle de solidification basé sur les bilans de population

Dans le modèle simplifié, le phénomène de surfusion est traité de façon simple – on fixe la température à laquelle le MCP commence à se solidifier, ce qui simplifie le traitement de l'évènement associé au passage de l'état liquide à l'état mélangé lors du processus de stockage. Cependant, le MCP ne cristallise pas toujours au même instant et à la même température selon des investigations expérimentales (Clausse *et al.*, 1987). Pour tenir compte du caractère stochastique des ruptures de surfusion et vérifier si ce phénomène a une influence sur le comportement du stock, on propose de modéliser le processus de solidification (ou stockage) par la méthode des bilans de population. La surfusion est alors prise en compte comme une condition aux limites de ce modèle, en utilisant un modèle de cinétique de nucléation qui est plus proche de la réalité (Bédécarrats *et al.*, 1996).

4.4.1 Bilans de populations

Une équation de bilan de population (Villermaux, 1993 ; Ramkrishna, 2000) est en fait une extension à des variables indépendantes supplémentaires d'une équation de bilan ordinaire exprimée dans l'espace géométrique à trois dimensions (Bird *et al.*, 2007) :

$$\frac{\partial f}{\partial t} + \nabla_{\mathbf{X}} \cdot \dot{\mathbf{X}}f + \nabla_{\mathbf{R}} \cdot \dot{\mathbf{R}}f = p \quad (4.22)$$

$f(\mathbf{X}, \mathbf{R}, t)$ est une fonction de densité en nombre, \mathbf{X} et \mathbf{R} sont respectivement le vecteur des coordonnées spatiales ordinaires $\mathbf{X} = (x_1 \ x_2 \ x_3)$ et un vecteur des coordonnées supplémentaires ou variables de phases $\mathbf{R} = (r_1 \ \dots \ r_m)$ qui caractérisent une ou plusieurs propriétés associées à l'entité comptabilisée dans le bilan.

Le nombre d'entités dn contenues à l'instant t dans le volume géométrique $dx_1dx_2dx_3$ présentant des propriétés incluses dans les intervalles $[r_1, r_1+dr_1] ; \dots ; [r_m, r_m+dr_m]$ est par définition exprimé à l'aide de la densité $f(\mathbf{X}, \mathbf{R}, t)$:

$$dn = f(\mathbf{X}, \mathbf{R}, t) dx_1 dx_2 dx_3 dr_1 \dots dr_m \quad (4.23)$$

$\dot{\mathbf{X}}f$ et $\dot{\mathbf{R}}f$ représentent respectivement les densités de flux convectifs dans l'espace géométrique et l'espace des variables de phase, $\dot{\mathbf{X}}$ et $\dot{\mathbf{R}}$ étant les vitesses de déplacement dans ces deux espaces. Des termes diffusifs peuvent naturellement être pris en compte non seulement dans l'espace géométrique ordinaire selon la démarche classique (Bird *et al.*, 2007), mais aussi dans l'espace des variables de phases (Ramkrishna, 2000). Enfin, p est le terme source volumique qui peut inclure des contributions directes (processus de naissance et de mort) mais aussi de brisure et d'agglomération exprimées à l'aide d'équations intégrales basées sur des noyaux spécifiquement développés pour représenter ces phénomènes.

Les équations de bilan de population sont largement utilisées dans la modélisation des procédés mettant en œuvre des particules tels que la cristallisation (Puel *et al.*, 2003 ; Ma et Wang, 2012), la polymérisation (Kotoulas et Kiparissides, 2006), et l'émulsification (Becker *et al.*, 2014). Les équations de bilan de population permettent de prédire les évolutions de la répartition des propriétés des particules telles que le diamètre, la taille, la forme, etc., en les prenant comme variables de phase r_i . L'application de cette approche à la modélisation de la solidification dans les systèmes de stockage par MCP est proposée dans ce travail : elle apparaît comme originale dans ce contexte (Wu *et al.*, 2015).

4.4.2 Structure globale du modèle

Dans ce modèle, l'écoulement du fluide caloporteur est également représenté par une cascade de RPAC (Figure 4.15). La quantité de nodules associés au volume de liquide est dans le même rapport qu'au niveau du stock complet, néanmoins leurs propriétés ou variables de phase ne sont pas identiques dans chaque RPAC. En effet, certains nodules commencent à cristalliser plus tôt que les autres à cause du caractère stochastique des ruptures de surfusion.

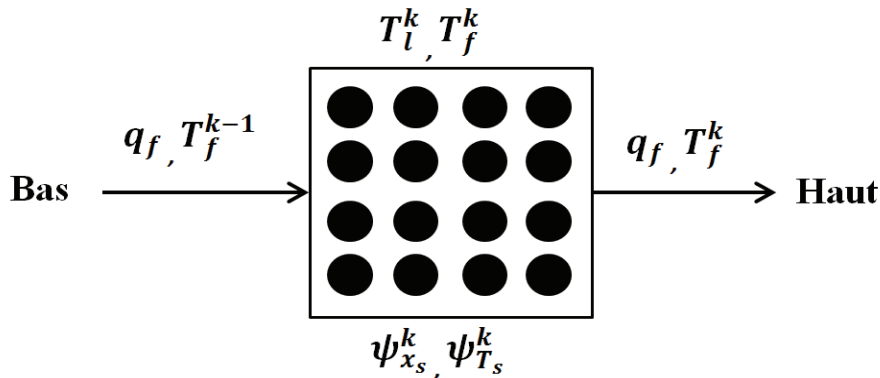


Figure 4.15 – Schéma du $k^{ième}$ RPAC et les nodules associés

Ceux qui ont commencé plus tôt à cristalliser finiront plus tôt le processus de solidification, et ensuite leurs températures seront diminuées lors de l'étape de transfert thermique à température variable. Par conséquent, le nombre total des nodules dans le $k^{ième}$ RPAC peut être décomposé en la somme des nombres de nodules liquides, mélangés et solides. Cette somme restera constante puisqu'il n'y a pas de brisure ou agglomération des nodules dans le réservoir, soit :

$$n_t^k = n_l^k(t) + n_d^k(t) + n_s^k(t) = cst \quad (4.24)$$

Les densités associées sont uniquement fonction des variables de phase et non pas de la position spatiale, conformément aux hypothèses associées à la notion de RPAC.

En définissant $\psi_{x_s}^k(x_s, t)$ comme la densité en nombre de nodules mélangés ayant une fraction massique de solide x^s dans le $k^{ième}$ RPAC à l'instant t , le nombre total des nodules mélangés à l'instant t peut être exprimé comme suit :

$$n_d^k(t) = \int_{x_s^c}^1 \psi_{x_s}^k(x_s, t) dx_s \quad (4.25)$$

où x_s^c est la fraction massique de solide au point initial de solidification, qui est déterminée par l'équation (4.8) (section 4.3.3).

D'une manière similaire, on définit $\psi_{T_s}^k(T_s, t)$ comme la densité en nombre de nodules solides ayant une température moyenne T_s dans le $k^{ième}$ RPAC à l'instant t , le nombre total des nodules solides est alors :

$$n_s^k(t) = \int_{T_{s,min}}^{T_{fus}} \psi_{T_s}^k(T_s, t) dT_s \quad (4.26)$$

où $T_{s,min}$ est la température la plus basse des nodules solides, qui peut être choisie d'après la température la plus basse du fluide caloporteur à l'entrée du stock, considérant que cette valeur n'est pas connue *a priori*.

En ce qui concerne les nodules liquides, on suppose que dans le $k^{ième}$ RPAC ils ont la même température $T_l^k(t)$ qui évolue au cours du temps lors du refroidissement. Il n'est donc pas nécessaire de définir une fonction de densité en nombre pour les nodules liquides.

4.4.3 Équations de bilan de population

Pendant le processus de stockage, l'apparition des nodules mélangés n'a lieu que pour une toute petite fraction de solide x_s^c , et la disparition des nodules mélangés ne se passe que lorsque la fraction de solide devient égale à 1 : ces phénomènes seront représentés par les conditions aux limites qui seront traitées dans la section 4.4.4. Par conséquent, le terme source

du bilan (4.22) est nul et l'équation de bilan de population concernant les nodules mélangés est :

$$\frac{\partial \psi_{x_s}^k(x_s, t)}{\partial t} + \frac{\partial(\psi_{x_s}^k(x_s, t)v_{x_s}^k)}{\partial x_s} = 0 \quad (4.27)$$

où $v_{x_s}^k = \frac{dx_s^k}{dt}$ est la vitesse généralisée de la fraction massique de solide, qui est déterminée par l'équation de bilan d'énergie des nodules lors de la solidification (voir la section 4.3.2, équation (4.6)). Le terme $\psi_{x_s}^k v_{x_s}^k$ est le flux convectif en nombre pour la fraction massique de solide x_s , c'est-à-dire le nombre de nodules qui passent la frontière entre x_s et $x_s + dx_s$ par unité de temps à l'instant t .

L'apparition des nodules solides ne se passe que lorsqu'il y a disparition de nodules mélangés à l'instant où $x_s(t) = 1$, ce qui se représente également par une condition aux limites. De plus, il n'y a pas de disparition des nodules solides lors du processus de stockage. Donc, le terme source dans l'équation de bilan (4.22) est aussi nul et l'équation de bilan de population pour les nodules solides est :

$$\frac{\partial \psi_{T_s}^k(T_s, t)}{\partial t} + \frac{\partial(\psi_{T_s}^k(T_s, t)v_{T_s}^k)}{\partial T_s} = 0 \quad (4.28)$$

où $v_{T_s}^k = \frac{dT_s^k}{dt}$ est la vitesse généralisée de la température moyenne du solide, qui est également déterminée par l'équation de bilan d'énergie des nodules (voir la section 4.3.2, équation (4.4)). Le terme $\psi_{T_s}^k v_{T_s}^k$ est le flux convectif en nombre pour la température moyenne de solide T_s , c'est-à-dire le nombre de nodules qui passent la frontière entre T_s et $T_s + dT_s$ par unité de temps à l'instant t .

Notons que les équations de bilan de population (4.27) et (4.28) sont des équations différentielles partielles, il est donc nécessaire d'établir des conditions aux limites pour la résolution numérique.

4.4.4 Conditions aux limites des équations de bilan de population

À cause du caractère stochastique de la cristallisation, on ne peut pas prévoir à quel moment ou à quelle température les nodules liquides commencent à se solidifier. Il est pourtant possible de déterminer une probabilité de cristallisation par unité de temps, en utilisant une méthode statique pour analyser les résultats expérimentaux (Clausse *et al.*, 1987). La forme générale de la probabilité de cristallisation par unité de temps et par unité de volume est (Turnbull, 1956) :

$$I(T_l) = A(T_l) \exp\left(-\frac{\Delta A^*}{kT_l}\right) \quad (4.29)$$

où k est la constante de Boltzmann, ΔA^* est l'énergie de germination critique qui peut être calculée par :

$$\Delta A^* = \frac{16\pi\sigma_{sl}^2}{3(\rho_s \Delta h_{ls})^2} \left(\frac{T_{fus}}{T_{fus} - T_l}\right)^2 \quad (4.30)$$

avec σ_{sl} étant l'énergie interfaciale solide-liquide, et ρ_s la masse volumique du cristal.

Le facteur pré-exponentiel $A(T_l)$ dans l'équation (4.29) varie plus lentement que le terme exponentiel, il peut être considéré comme constant (El Rhafiki *et al.*, 2011). Pour un volume donné, la probabilité de cristallisation par unité de temps peut s'exprimer ainsi :

$$J(T_l) = a \exp\left(-\frac{b}{T_l(T_{fus} - T_l)^2}\right) \quad (4.31)$$

où les coefficients a et b sont déterminés par ajustement aux résultats expérimentaux.

L'évolution du nombre de nodules liquides liée au début de la cristallisation est alors donnée par le bilan suivant (Bédécarrats, 1993) :

$$\frac{dn_l(t)}{dt} = -J(T_l(t))n_l(t) \quad (4.32)$$

La principale hypothèse pour cette équation est qu'il n'y a qu'un seul nucléus par nodule. Cette hypothèse est similaire à celle prise dans la modélisation de cristallisation en émulsion (Kashchiev *et al.*, 1998).

Pendant le processus de solidification, la disparition des nodules liquides correspond à l'apparition de nodules mélangés ce qui permet d'exprimer la condition limite de flux suivante pour l'équation (4.27) :

$$\psi_{x_s}^k(x_s = x_s^c, t) v_{x_s}^k(x_s = x_s^c, t) = J(T_l(t))n_l(t) \quad (4.33)$$

De la même façon, la disparition des nodules mélangés correspond à l'apparition des nodules solides ce qui permet d'exprimer la condition limite de flux suivante pour l'équation (4.28) :

$$\psi_{T_s}^k(T_s = T_{fus}, t) v_{T_s}^k(T_s = T_{fus}, t) = -\psi_{x_s}^k(x_s = 1, t) v_{x_s}^k(x_s = 1, t) \quad (4.34)$$

4.4.5 Équations de bilan d'énergie

L'équation de bilan d'énergie du fluide caloporteur qui est établie dans le modèle simplifié (voir l'équation (4.1), section 4.3.1) est modifiée. En effet, dans le modèle simplifié les nodules sont supposés identiques dans chaque RPAC alors qu'ici, le terme d'échange thermique avec les nodules doit être décomposé en 3 parties : l'échange thermique avec les nodules liquides, mélangés et solides. L'équation de bilan d'énergie du fluide caloporteur dans le $k^{ième}$ RPAC s'exprime donc :

$$m_f c_f \frac{dT_f^k}{dt} = q_f c_f (T_f^{k-1} - T_f^k) + n_l^k \phi_l^k + \int_{x_s^c}^1 \psi_{x_s}^k \phi_d^k dx_s + \int_{T_{f,min}}^{T_{fus}} \psi_{T_s}^k \phi_s^k dT_s \quad (4.35)$$

où ϕ_l^k , ϕ_d^k , ϕ_s^k sont respectivement les flux thermiques entre le fluide et un nodule liquide, mélangé et solide. Ils sont déterminés par les bilans d'énergie des nodules déjà utilisés pour le modèle simplifié (voir les équations (4.4) et (4.6) dans la section 4.3.2), soient :

$$\phi_l^k = \frac{T_l^k - T_f^k}{R_{fn}}, \quad \phi_d^k = \frac{T_{fus} - T_f^k}{R_{fn}}, \quad \phi_s^k = \frac{T_s^k - T_f^k}{R_{fn}} \quad (4.36)$$

où R_{fn} est la résistance thermique entre le MCP et le fluide caloporteur d'un nodule, qui est déterminée par l'équation (4.20).

4.4.6 Solution numérique du modèle

Les équations de bilan de populations (4.27) et (4.28) sont discrétisées par la méthode des différences finies, les équations (4.33) et (4.34) étant leurs conditions aux limites. Enfin en combinant avec les équations (4.32), (4.35) et (4.36), un système dynamique constitué d'équations différentielles ordinaires est obtenu :

$$\begin{cases} \dot{X} = F' \\ X^T = [T_f^1 \dots T_f^N \ T_l^1 \dots T_l^N \ n_l^1 \dots n_l^N \ \psi_{x_s,1}^1 \dots \psi_{x_s,N_{x_s}}^N \ \psi_{T_s,1}^1 \dots \psi_{T_s,N_{T_s}}^N] \end{cases} \quad (4.37)$$

où N_{x_s} et N_{T_s} sont respectivement les nombres de points de discrétisation de ψ_{x_s} et ψ_{T_s} dans chaque RPAC.

Ce système est résolu numériquement en utilisant la méthode de Runge-Kutta de quatrième ordre à pas fixe à l'aide de Matlab. Il est à noter que dans ce modèle, l'évolution des variables d'état thermiques est continue, il n'est pas nécessaire de tenir compte des événements discrets associés aux transitions entre les états différents des nodules.

4.4.7 Simulation numérique et validation du modèle

4.4.7.1 Conditions de simulation numérique

Les données expérimentales correspondant à la partie de stockage de l'essai décrit dans la section 4.3.6.1 sont utilisées pour effectuer la simulation numérique. Considérant que les conditions initiales des nodules ont peu d'impact selon les résultats de l'étude de sensibilité (la section 4.3.6.2), tous les nodules dans le réservoir sont supposés liquides à l'instant initial afin de simplifier les conditions initiales du modèle, soit :

$$\psi_{x_s}(x_s, t = 0) = 0, \quad \psi_{T_s}(T_s, t = 0) = 0 \quad (4.38)$$

Une valeur moyenne de la fraction massique au point initial de solidification est utilisée dans ce modèle $x_s^c = 0,0253$, considérant que le degré de surfusion pour l'eau est $1^\circ\text{C} < T_{fus} - T_c < 6^\circ\text{C}$. En effet, la valeur de x_s^c étant assez faible, elle a très peu d'effet sur les résultats de simulation. Les autres paramètres sont identiques à ceux du modèle simplifié (voir le Tableau 4.1 dans la section 4.3.6).

Pour déterminer le nombre de RPAC adapté à ce modèle, une étude de sensibilité a été réalisée sur le nombre de RPAC. La Figure 4.16 présente la température du fluide en sortie pour différents nombre de RPAC. Il ressort de ces résultats que ce modèle est peu sensible au nombre de RPAC et que 10 RPAC sont suffisants.

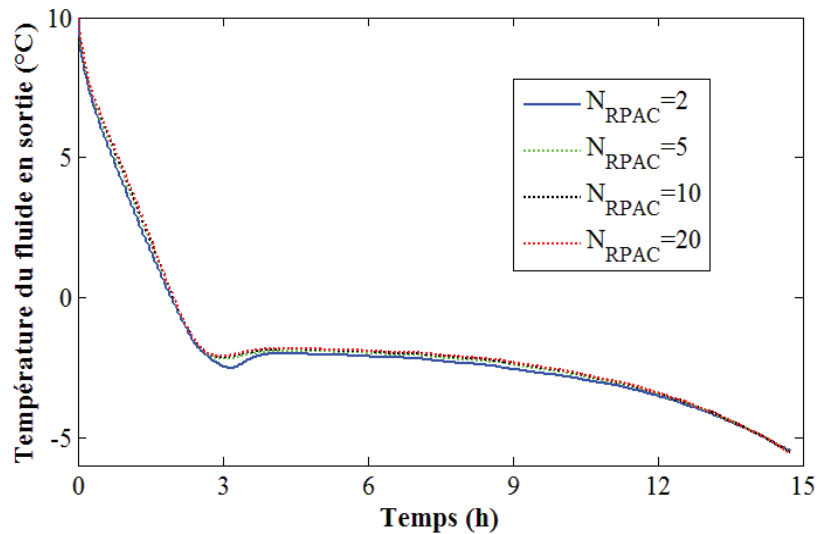


Figure 4.16 – Influence du nombre de RPAC sur la température du fluide en sortie

4.4.7.2 Estimation des paramètres du modèle de nucléation et sensibilité du modèle

Les valeurs des coefficients du modèle de nucléation sont estimées pour reproduire la température mesurée du fluide caloporteur à la sortie. La figure 4.17 représente le résultat d'ajustement obtenu pour $a^* = 0,195 \text{ s}^{-1}$, $b^* = 8350 \text{ K}^3$.

Un bon accord entre les résultats de simulation et les données expérimentales a été obtenu, avec un écart global de moins de 5%.

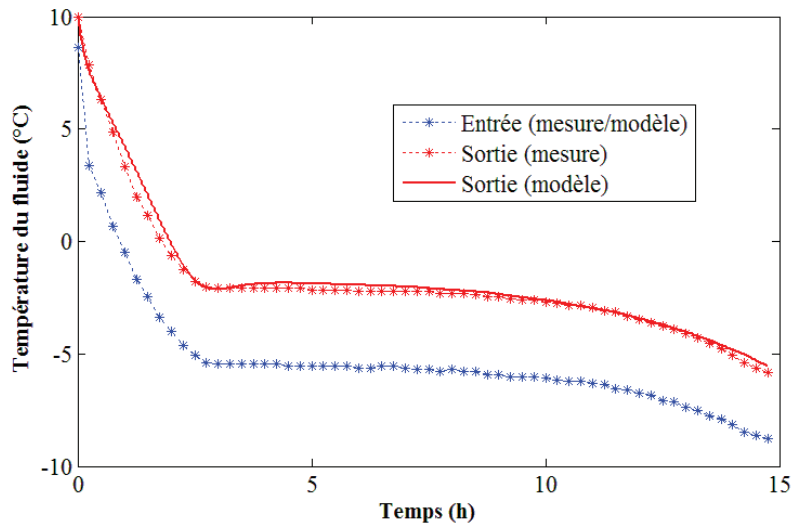


Figure 4.17 – Comparaison modèle - mesure

Afin de tester la sensibilité du modèle de nucléation, des valeurs différentes des coefficients a et b sont utilisées pour voir leurs impacts sur la valeur de la probabilité de cristallisation et sur la température calculée du fluide caloporteur à la sortie.

Comme le montre la Figure 4.18, l'impact principal du coefficient a est sur l'intensité de J , c'est-à-dire qu'avec une valeur a plus grande la probabilité de cristallisation des nodules liquides est plus élevée. Le coefficient b affecte non seulement l'intensité de J mais aussi le degré de surfusion. Pour une valeur b plus petite, plus de nodules liquides commenceront à solidifier à une température plus élevée.

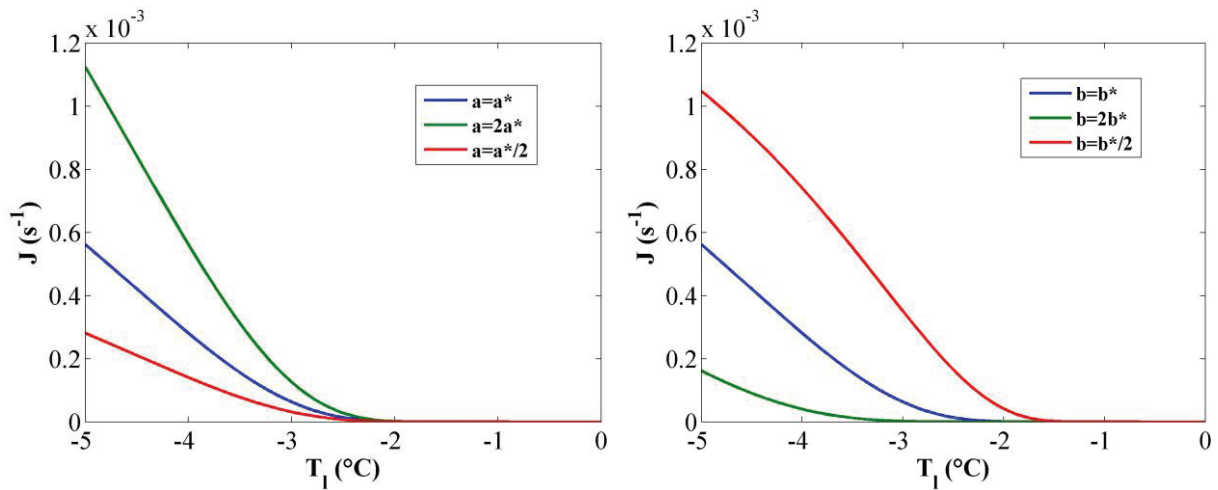


Figure 4.18 – Influence des coefficients a et b sur la probabilité de cristallisation J

Le modèle de stockage n'est pas sensible au coefficient a , qui n'a qu'un léger impact sur le degré de surfusion au moment de la solidification (environ 3 h) comme indiqué sur la Figure 4.19. Par contre, la variation du coefficient b a décalé la courbe de la température du fluide caloporteur à la sortie. Cela est cohérent avec l'observation précédente concernant la sensibilité du modèle de nucléation.

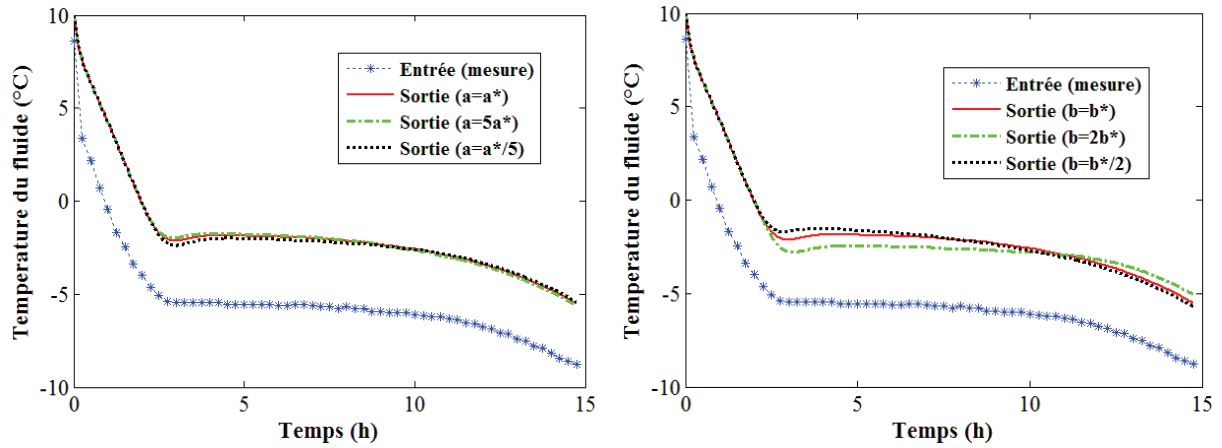


Figure 4.19 – Influence des coefficients a et b sur la température du fluide en sortie

Notons que par rapport aux résultats de Bédécarrats (1993) ($a = 0,00195 \text{ s}^{-1}$, $b = 8350 \text{ K}^3$), la même valeur de b a été obtenue, mais la valeur de a est beaucoup plus élevée dans notre cas (d'un facteur 100). En effet, dans notre travail bien que le volume total du stock soit divisé en 10 RPAC, la probabilité par unité de temps reste plus élevée puisque le volume envisagé est beaucoup plus grand que celui utilisé par Bédécarrats (1993).

4.4.7.3 Caractérisation de l'état du stock

Les évolutions des nombres de nodules liquides et solides sont montrées sur la Figure 4.20. On constate que la plupart des nodules liquides commencent à se solidifier au bout de 4 heures, mais seulement une petite quantité des nodules ont fini la solidification à la fin du processus. Cela démontre que l'étape de transfert thermique à température constante est beaucoup plus longue que l'étape de transfert thermique à température variable.

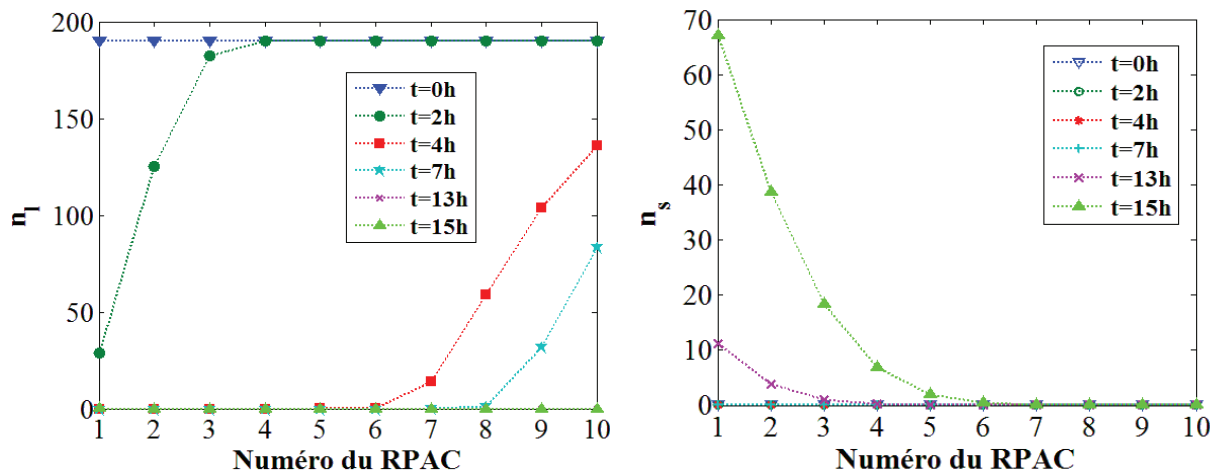


Figure 4.20 – Évolutions des nombres des nodules liquides et solides

En faisant la somme des densités en nombre dans chaque RPAC, on obtient les densités en nombre totales dans le réservoir :

$$\psi_{x_s}(x_s, t) = \sum_{k=1}^N \psi_{x_s}^k(x_s^k, t), \quad \psi_{T_s}(T_s, t) = \sum_{k=1}^N \psi_{T_s}^k(T_s^k, t) \quad (4.38)$$

Les évolutions des densités en nombre sont représentées sur la Figure 4.21. On voit que les sommets des courbes de ψ_{x_s} se déplacent de $x_s = 0$ à $x_s = 1$, ce qui décrit l'évolution de la fraction massique de solide lors du stockage. Une fois que les nodules sont entièrement solidifiés, la température diminue rapidement et les sommets des courbes de ψ_{T_s} se déplacent vers la température la plus petite $T_{s,min}$.

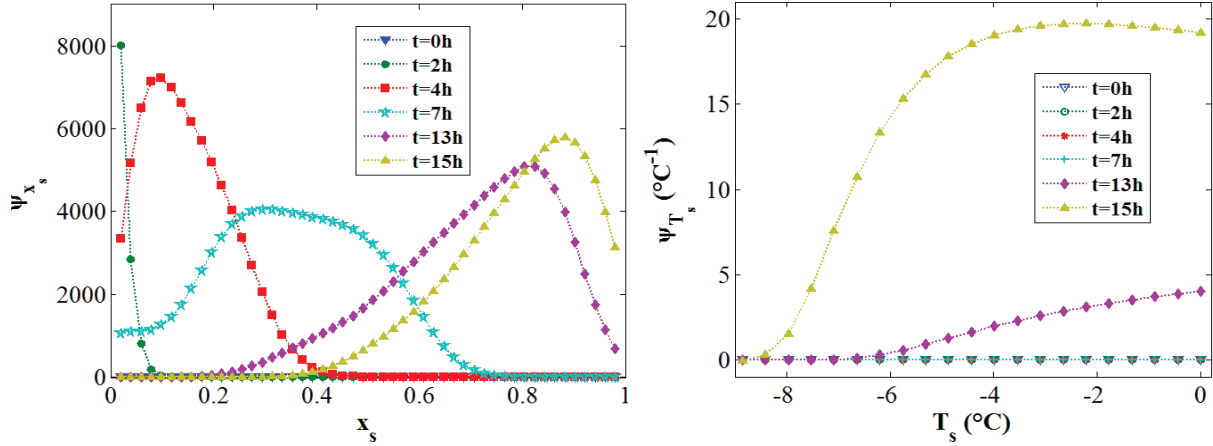


Figure 4.21 – Évolutions de la répartition des densités de nombre des nodules

Afin de quantifier plus globalement le processus de solidification, on calcule la moyenne de la fraction massique de solide dans le $k^{ième}$ RPAC $\chi^k(t)$ et dans l'ensemble du réservoir $\chi(t)$ comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \chi^k(t) = \frac{\int_{x_s^c}^1 \psi_{x_s}^k(x_s, t) x_s dx_s + \int_{T_{s,min}}^{T_{fus}} \psi_{T_s}^k(T_s, t) dT_s}{n_t^k} \\ \chi(t) = \frac{\int_{x_s^c}^1 \psi_{x_s}(x_s, t) x_s dx_s + \int_{T_{s,min}}^{T_{fus}} \psi_{T_s}(T_s, t) dT_s}{\sum_{k=1}^N n_t^k} \end{array} \right. \quad (4.39)$$

avec $\chi = \chi^k = 0$ lorsque le contenu de tous les nodules est liquide, et $\chi = \chi^k = 1$ lorsque le contenu de tous les nodules est entièrement solide.

Les évolutions de χ dans différents RPAC et dans l'ensemble du réservoir sont montrées sur la Figure 4.22. On constate que la valeur de χ diminue le long de l'écoulement du fluide caloporteur à cause de la dégradation de l'échange thermique entre le fluide et les nodules. À la fin de stockage à peu près 80% de la masse totale du MCP dans le réservoir est devenue solide.

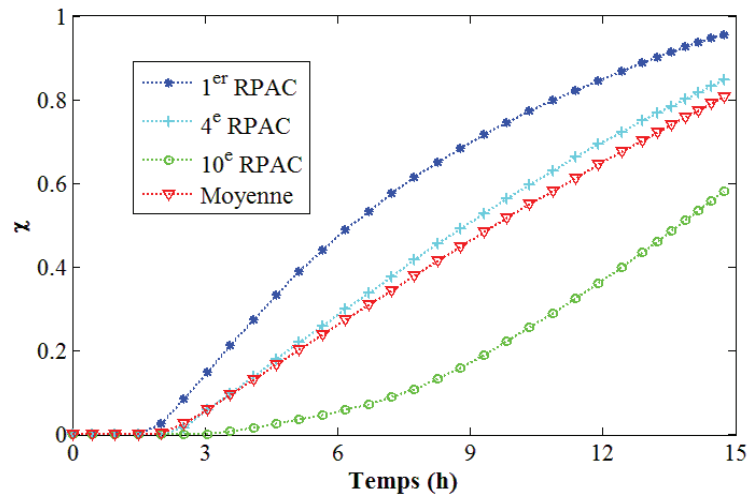


Figure 4.22 – Évolutions de la fraction massique de solide

4.4.8 Comparaison des deux modèles

Afin de comparer le modèle de bilan de population avec le modèle simplifié, des simulations ont été effectuées dans les mêmes conditions. La figure 4.23 présente les comparaisons des résultats de simulation avec les deux modèles.

On constate que les deux modèles donnent des résultats très proches. La seule différence réside dans le temps de simulation. En effet, le modèle simplifié est 4 fois plus rapide que le modèle basé sur les bilans de population ; cela est dû au fait que le système dynamique de ce dernier contient beaucoup plus de variables d'état (voir les équations (4.7) et (4.37)).

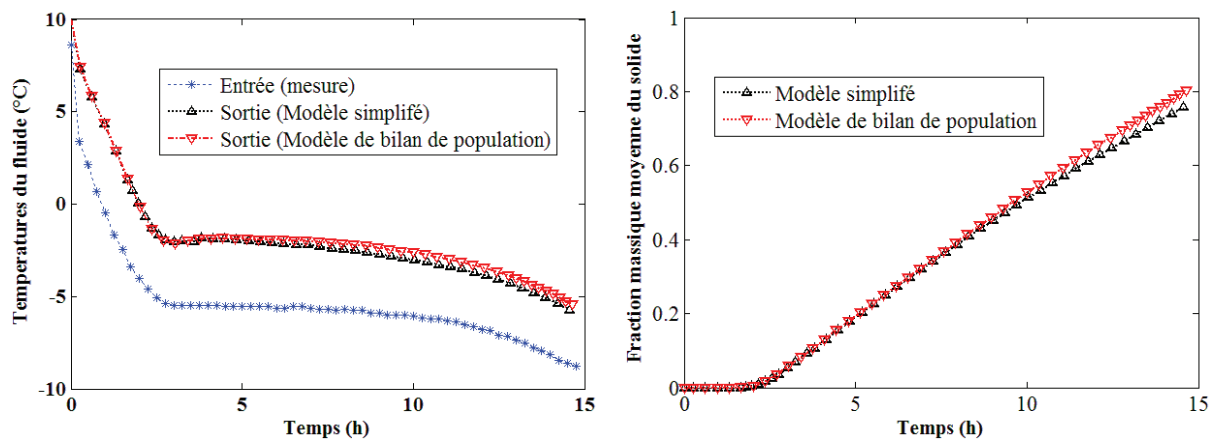


Figure 4.23 – Comparaisons des deux modèles du stockage thermique par MCP

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté deux modèles pour le système de stockage thermique par MCP. Dans les deux cas, on représente l'écoulement du fluide caloporteur par une cascade de RPAC. Dans le cas du modèle simplifié, le phénomène de surfusion est traité

par une approche simplifiée – on considère que le MCP liquide commence à se solidifier toujours à la même température fixe mais inférieure à la température de fusion. Le système dynamique du modèle est formé par les équations de bilan d'énergie des nodules et du fluide. Il s'agit d'un modèle hybride, étant donné que les commutations entre les différentes configurations des nodules sont nécessaires.

En ce qui concerne le modèle basé sur les bilans de population, il ne concerne que l'étape de solidification. On a utilisé deux équations de bilan de population pour caractériser respectivement l'évolution du nombre des nodules mélangés et l'évolution du nombre des nodules solides avec des températures différentes. La surfusion est prise en compte à l'aide d'un modèle de cinétique de nucléation qui permet de représenter le caractère stochastique de la solidification. Les transitions entre les différents états des nodules sont traitées comme les conditions aux limites des équations de bilan de population, donc l'évolution de l'état du système est continue et on n'a plus besoin de tenir compte des événements discrets associés aux transitions.

Afin de valider les deux modèles pour le système de stockage thermique par MCP, on a simulé les processus de déstockage et stockage avec le modèle simplifié, et on a simulé le processus de stockage avec le modèle basé sur les bilans de population. Les deux modèles ont pu reproduire la température de fluide à la sortie par rapport aux mesures expérimentales, et les autres résultats de simulation sont également pertinents du point de vue qualitatif.

Les comparaisons entre les deux modèles en simulant le processus de solidification montrent que les deux modèles donnent des résultats très proches. On peut en conclure qu'une représentation simplifiée du phénomène de surfusion s'avère suffisante. Le modèle simplifié est naturellement beaucoup plus rapide au niveau du temps de calcul, ce qui est très important dans le contexte de la commande du système. C'est donc ce dernier qui est retenu pour la suite du travail.

Modélisation dynamique du système couplé et validation expérimentale

Nous avons établi les modèles dynamiques de la machine frigorifique et du stockage thermique dans les chapitres précédents. Ces modèles ont été validés avec des données expérimentales. Dans ce chapitre, nous allons développer un modèle pour le système global couplé « machine frigorifique – stock ». Le modèle du système couplé sera également validé avec des données expérimentales, obtenues à partir d'un prototype installé au CMGPCE (CNAM Paris).

5.1 Description du prototype

Une maquette du système complet est installée au laboratoire Chimie Moléculaire, Génie des Procédés Chimiques et Énergétiques (CMGPCE - CNAM Paris) afin d'étudier son fonctionnement (Figure 5.1). La machine frigorifique (fournie par CIAT) permet de refroidir un réseau d'eau glycolée sur lequel est disposé en parallèle une cuve de stockage par MCP (fournie par CRISTOPIA) ainsi qu'un réchauffeur de liquide pour simuler les charges du bâtiment. Le schéma de l'installation expérimentale du système complet est donné dans l'annexe C.3.

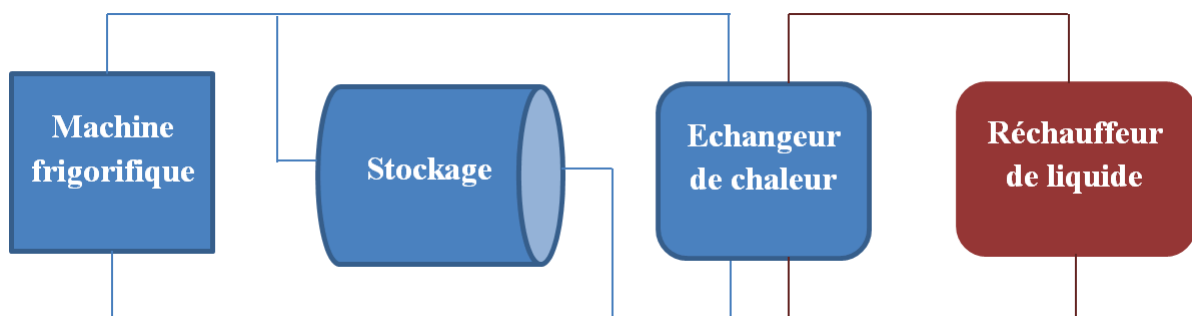


Figure 5.1 – Schéma représentatif de l'installation expérimentale

La machine frigorifique est installée dans une salle thermo-régulée pour maîtriser les conditions de fonctionnement. En mode froid, la chaleur fournie par le condenseur est évacuée par un aérotherme relié à une machine de production de froid existante. L'évaporateur de la machine frigorifique est relié à la cuve de stockage et au réchauffeur de

liquide. Des sondes de température et de pression sont installées sur la machine frigorifique afin d'étudier son régime de fonctionnement.

La cuve de stockage par MCP est une cuve cylindrique horizontale chargée de nodules sphériques remplis d'eau à 93% en volume (et 7% d'air). Le fluide caloporteur est de l'eau glycolée contenant 30% en volume d'éthylène glycol.

Des sondes de températures sont mises en place à l'entrée et la sortie de la cuve pour mesurer la température du fluide caloporteur. Des débitmètres sont également installés pour mesurer les débits du fluide caloporteur. Une description détaillée de la cuve est donnée dans l'annexe C.4.

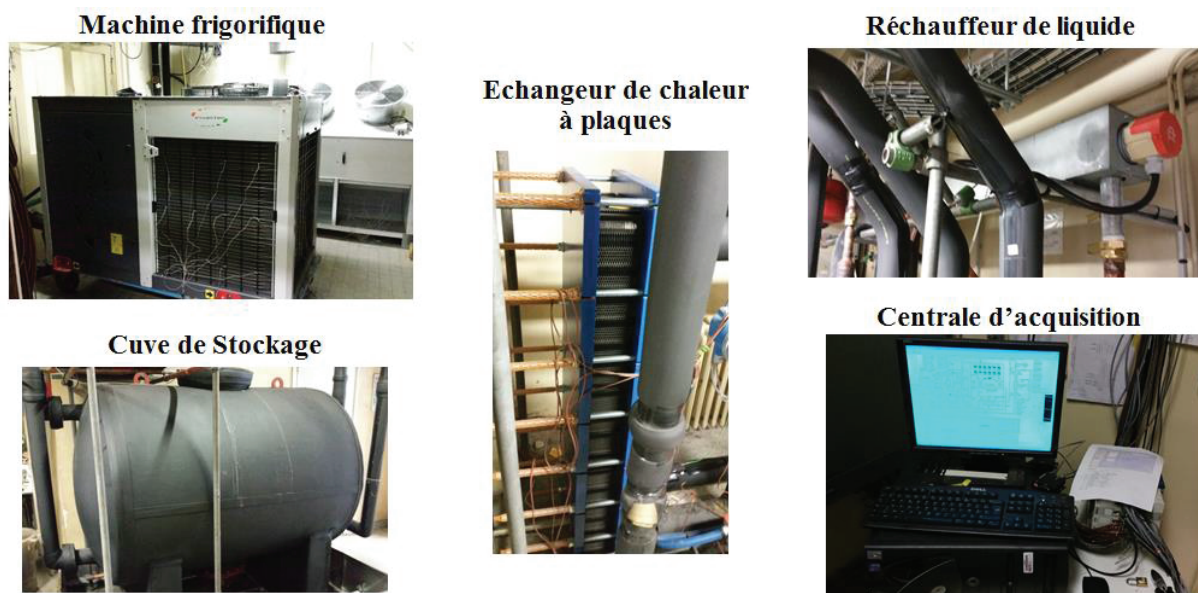


Figure 5.2 – Photos des composants du système complet (source : CMGPCE)

Toutes les données de mesure sont enregistrées par une centrale d'acquisition reliée à un ordinateur, qui permet d'exploiter ces données en format numérique. À partir de cet appareil, un signal de sortie permet de commander le réchauffeur de liquide pour simuler la charge d'un bâtiment.

Cette maquette permet d'effectuer des essais selon les trois modes de fonctionnement :

- le mode « stockage » où la PAC est couplé avec le stock pour solidifier le MCP liquide ;
- le mode « déstockage » où le stock est couplé avec le réchauffeur de liquide pour faire fondre le MCP solide ;
- le mode « production du froid direct » où la PAC est couplé avec le réchauffeur pour produire du froid directement avec la PAC.

5.2 État de l'art

Peu de contributions sur la modélisation dynamique des systèmes couplés sont disponibles dans la littérature. Wang et al. (2007b) ont développé un modèle dynamique pour un système de réfrigération couplé avec un échangeur de chaleur par MCP. La modélisation de l'évaporateur et du condenseur est basée sur la méthode de la frontière mobile. Un modèle monodimensionnel est appliqué à l'échangeur de chaleur par MCP. Yumrutaş et Ünsal (2012) ont présenté un modèle hybride analytique pour prédire la performance à long terme d'un système de chauffage domestique constitué d'une pompe à chaleur couplé avec un réservoir de stockage thermique souterrain. Cheng et Yuan (2013) ont établi un modèle dynamique pour l'analyse numérique d'un nouveau type de réfrigérateur individuel dont le condenseur contient un stockage thermique par MCP. Ces travaux ont détaillé la modélisation des composants du système mais les débits du fluide frigorigène dans les échangeurs de chaleur ont été considérés uniformes dans toutes les positions, ce qui ne correspond pas à la réalité en régime transitoire.

Etant donné que le temps de réponse de la machine est plus rapide que celui du stock, le modèle de la machine est souvent très simplifié, surtout dans les cas où les travaux de modélisation ont pour objectif l'optimisation ou le contrôle du système (Ma *et al.*, 2009 ; Schalbart *et al.*, 2015). Certains travaux concernant la modélisation dynamique des systèmes couplés se focalisent sur la prédiction du comportement dynamique du stock (Maaraoui *et al.*, 2012 ; Fleming *et al.*, 2013).

Il existe également des travaux de simulation utilisant des logiciels dans lesquels des modèles de composants de système ont été programmés et stockés sous forme de sous-programmes. Par exemple, Liu et al. (2014) ont simulé un système de refroidissement mobile incorporant une unité de stockage thermique par MCP avec TRNSYS.

Des investigations expérimentales sur la caractérisation des systèmes couplés sont disponibles dans la littérature. Fang *et al.* (2010) ont effectué des expériences sur les processus de stockage/déstockage d'un système couplé composé d'un climatiseur d'air et d'un stockage constitué de nodules sphériques contenant de l'eau. Chen *et al.* (2014) ont réalisé une étude expérimentale sur les caractéristiques de fonctionnement d'un système de refroidissement par éjection, où un stockage thermique par MCP est couplé avec l'évaporateur.

Au vu du manque de travaux sur la modélisation dynamique des systèmes couplés dans la littérature, il est très intéressant de proposer une nouvelle approche de modélisation dynamique de ce procédé.

5.3 Mode de fonctionnement choisi pour le test du modèle du système couplé

Le schéma de couplage de la machine frigorifique et du système de stockage choisi pour tester le modèle complet est représenté sur la Figure 5.3. Le stock est utilisé en mode « stockage » : le MCP initialement liquide (ou sous forme d'un mélange solide-liquide) est progressivement refroidi et solidifié dans la cuve de stock. Le transfert d'énergie entre la machine frigorifique et le stock thermique s'effectue par l'intermédiaire du fluide caloporteur circulant en boucle fermée entre l'évaporateur et le stock. Concrètement, le fluide sortant du stock entre dans l'évaporateur et se refroidit en évaporant le fluide frigorigène, il rentre ensuite dans la cuve de stock et se réchauffe par transfert de chaleur avec le MCP.

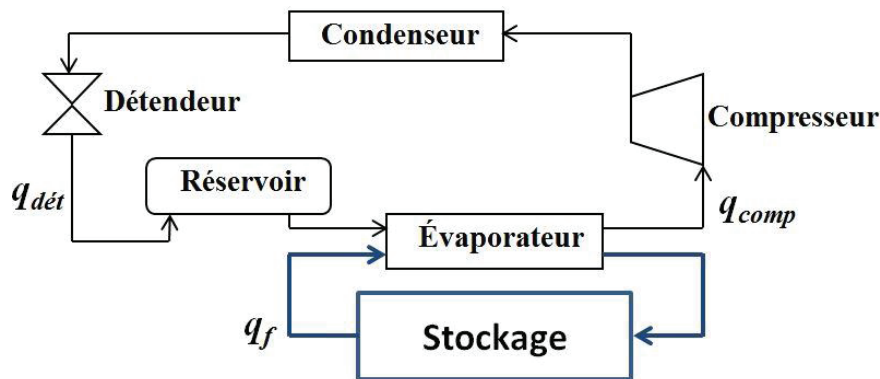


Figure 5.3 – Schéma du couplage du stock à la machine

Concernant la modélisation dynamique du système couplé, les données d'entrée du modèle sont :

- l'état initial du stock et de la machine ;
- la vitesse de rotation du compresseur ;
- la vitesse de rotation du ventilateur qui permet de réguler le débit de l'air à travers le condenseur ;
- la température de l'air à l'entrée du condenseur ;
- le débit du fluide circulant entre l'évaporateur et le stock ;
- la consigne de surchauffe en sortie de l'évaporateur.

Rappelons que dans les modèles séparés de la machine et du stock, la température du deuxième fluide à l'entrée de l'évaporateur et la température du fluide caloporteur à l'entrée du stock sont les conditions d'entrée du modèle. Cependant, dans ce modèle couplé, ces deux températures sont calculées par des équations de bilan d'énergie. La température du fluide à l'entrée de l'évaporateur est égale à celle à la sortie du stock, et la température du fluide à l'entrée du stock est égale à celle à la sortie de l'évaporateur. Les pertes thermiques dans les conduites reliant l'évaporateur et le stock sont *a priori* négligées.

5.4 Analyse des résultats expérimentaux

Les données expérimentales sont issues d'une phase de stockage où l'état initial du MCP dans la cuve de stock est liquide. L'évolution au cours du temps des pressions et des températures du fluide frigorigène mesurées dans les échangeurs de la machine sont présentées par la Figure 5.4. Sachant qu'au cours du processus de refroidissement la température du fluide caloporteur diminue rapidement lorsque le MCP est à l'état liquide (chapitre 4), on peut en déduire qu'au cours de cet essai le MCP dans les nodules reste liquide jusqu'à 1,5 h, puis il commence à se solidifier. Par ailleurs, comme nous l'avons déjà constaté précédemment (chapitre 4), la perte de charge dans le condenseur est négligeable, mais elle reste significative dans l'évaporateur.

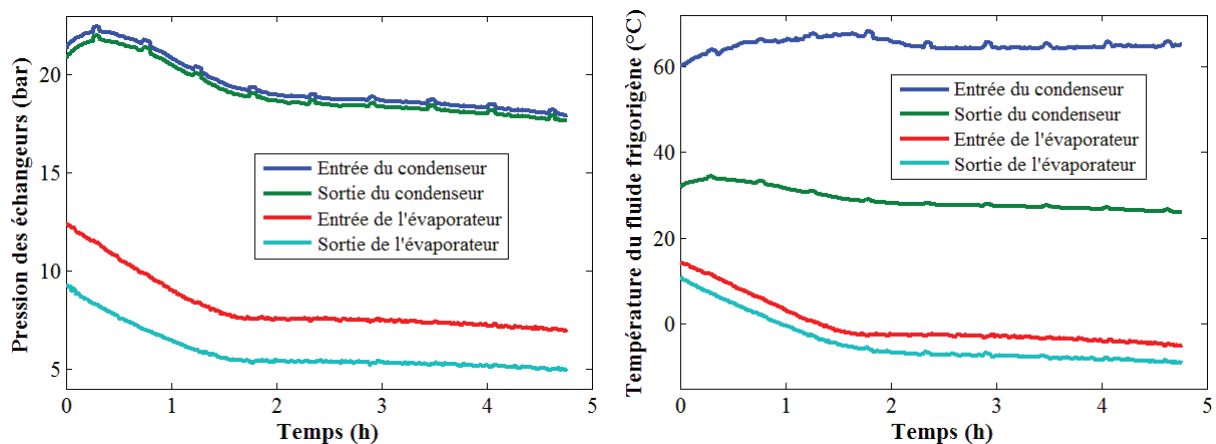


Figure 5.4 – Pressions et températures mesurées dans les échangeurs de la machine

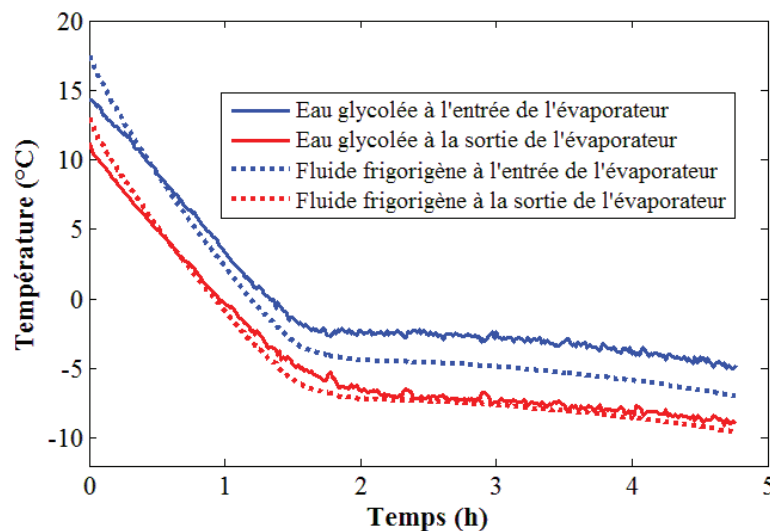


Figure 5.5 – Températures des fluides entrée/sortie de l'évaporateur de la machine

L'évaporateur fonctionne à co-courant dans la machine. D'après la Figure 5.5, on voit que globalement la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur est supérieure à celle du fluide frigorigène et que la température de l'eau glycolée à la sortie de l'évaporateur est

égale à celle du fluide frigorigène. Cela montre que l'évaporateur fonctionne dans la situation normale durant toute la manipulation.

Selon les résultats expérimentaux, la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur est égale à celle à la sortie du stock, et la température de l'eau glycolée à l'entrée du stock est égale à celle à la sortie de l'évaporateur (Figure 5.6). Les canalisations reliant l'évaporateur et le stock sont donc bien isolés et il n'y a pas d'échange thermique entre l'eau glycolée et le milieu ambiant.

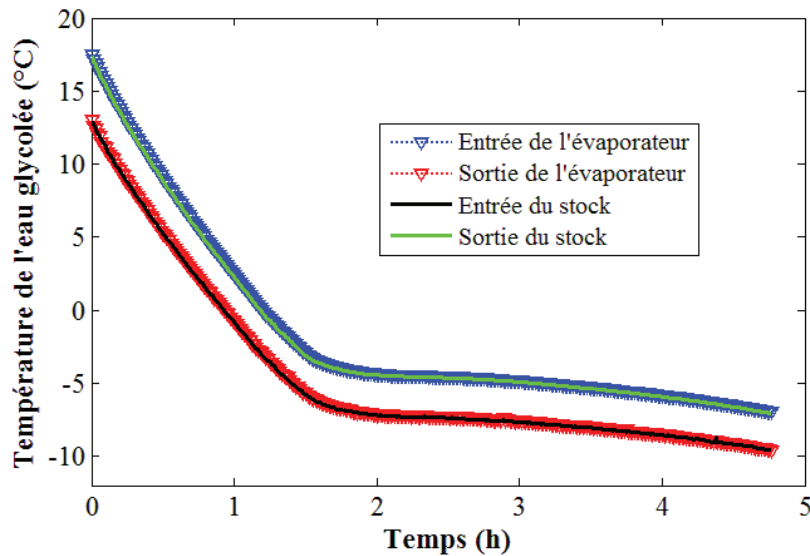


Figure 5.6 – Températures du fluide caloporteur en entrée/sortie de l'évaporateur et du stock

5.5 Simulation numérique et validation du modèle couplé

5.5.1 Méthode de résolution numérique

Dans le modèle du système couplé, nous avons utilisé le modèle simplifié (décrit dans la section 4.3 du chapitre 4) pour simuler le comportement dynamique de la cuve de stockage thermique. Etant donné que les modèles dynamiques de la machine et du stock sont tous constitués d'équations différentielles ordinaires, le système dynamique du système couplé peut être tout naturellement exprimé sous la même forme :

$$A_s(X_s)\dot{X}_s = B_s(X_s) \quad (5.1)$$

avec le vecteur d'état $X_s = [X_{ma} ; X_{st}]$ où X_{ma} et X_{st} représentent respectivement les vecteurs d'état du modèle de la machine frigorifique et du modèle du stock.

La méthode de Runge-Kutta de quatrième ordre avec un pas de temps de calcul fixe de 0,01 s est utilisée pour effectuer l'intégration du système. Les nombres de RPAC pris pour le modèle du condenseur, de l'évaporateur et du stock sont respectivement de 30, 24 et 20. Rappelons que dans les deux sous-modèles ainsi couplés existent des événements conduisant

à des commutations entre sous-modèles. Ces évènements sont liés aux processus de changement d'état se produisant dans l'évaporateur, le condenseur et le stock.

5.5.2 Conditions opératoires

Plusieurs actionneurs sont disponibles pour manipuler le comportement dynamique expérimental du système couplé :

- la vitesse de rotation du compresseur ;
- la vitesse de rotation du ventilateur qui permet de réguler le débit de l'air à travers le condenseur ;
- la température de l'air à l'entrée de la batterie ;
- le débit de l'eau glycolée.

Ces grandeurs sont utilisées comme données d'entrées pour le modèle du système complet pour la simulation numérique. La Figure 5.7 présente l'évolution au cours du temps de ces données.

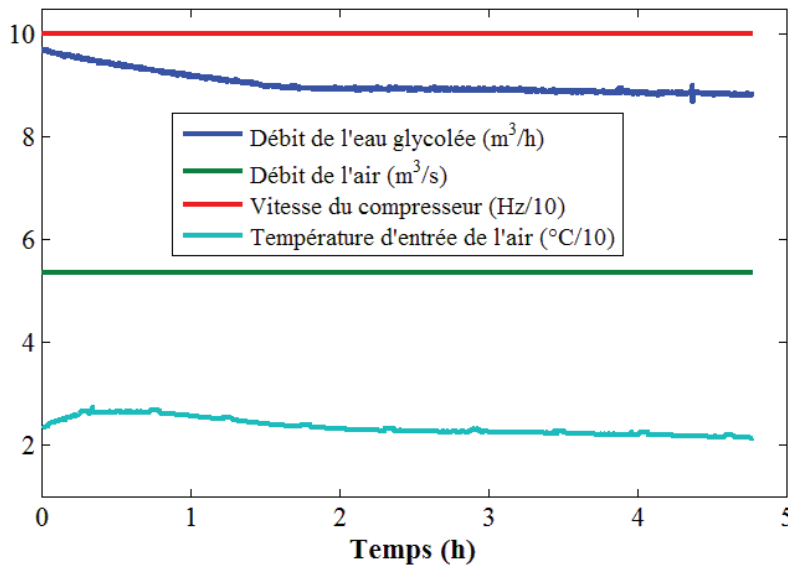


Figure 5.7 – Conditions de fonctionnement du système complet

En ce qui concerne l'évolution à long terme de la surchauffe en sortie de l'évaporateur, on constate que les valeurs calculées à partir des données mesurées ne sont pas constantes (Figure 5.8), surtout dans la période où le MCP est liquide (de 0 h à 2,3 h). Par conséquent, nous proposons d'estimer la surchauffe de consigne par une fonction affine par morceaux (équation 5.2) :

$$T_{sc}^{ref}(t) = \begin{cases} -3.8417 \times 10^{-8} t^2 + 5.942 \times 10^{-5} t + 6.4 & (t \leq 8300 \text{ s}) \\ 3.3935 \times 10^{-5} (t - 8300) + 4.2437 & (t > 8300 \text{ s}) \end{cases} \quad (5.2)$$

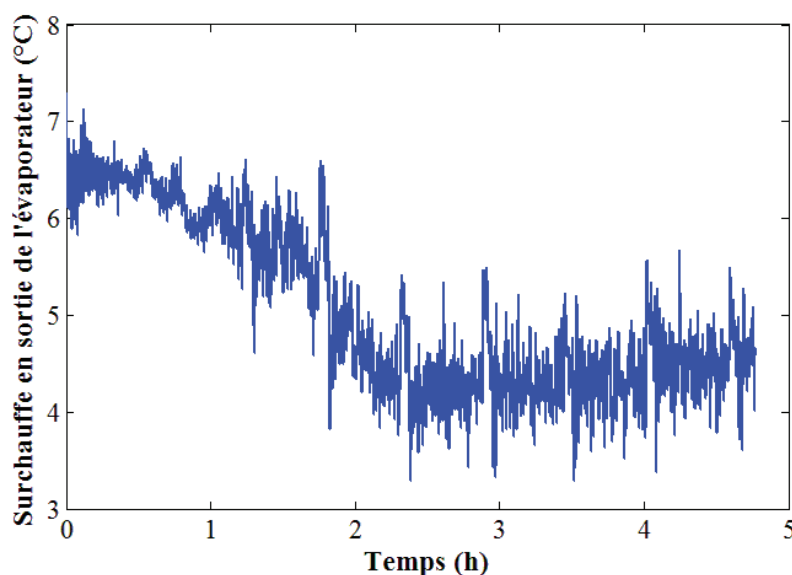


Figure 5.8 – Surchauffe en sortie de l'évaporateur calculée à partir des données expérimentales

Cet essai concerne la phase de stockage thermique, nous avons donc considéré que l'état initial du MCP est de l'eau liquide. Les paramètres du stock utilisés dans la simulation sont donnés par le Tableau 5.1.

Tableau 5.1 – Paramètres du stock utilisés dans la simulation

Symbole	Description	Valeur
D_t	Diamètre de cuve (m)	1,25
H_t	Hauteur de cuve (m)	1,94
n_t	Nombre total de nodules dans le réservoir	2442
T_c	Température de solidification (°C)	- 3

5.5.3 Validation séparée du modèle du stock

Notons que le système de stock utilisé dans cet essai est différent de celui qui a été étudié dans le chapitre 4. Il faut donc revalider le modèle du stock seul afin de confirmer la validité des paramètres utilisés, en particulier les coefficients d'échange thermique et la température de cristallisation T_c . Pour ce faire, nous avons utilisé les valeurs expérimentales du débit et de la température d'entrée du fluide caloporteur telles que résultant du couplage comme entrées du modèle du stock seul.

Comme le montre la Figure 5.9, lorsqu'on utilise directement les corrélations de coefficient d'échange thermique et la température de cristallisation déterminées dans le chapitre 4, un écart d'environ 0,9 °C entre la température de l'eau glycolée en sortie du stock calculée et mesurée a été constaté à partir de 1,5 h. Cet écart, qui semble petit, peut engendrer une grande différence dans le modèle du système couplé à cause de l'accumulation d'erreurs.

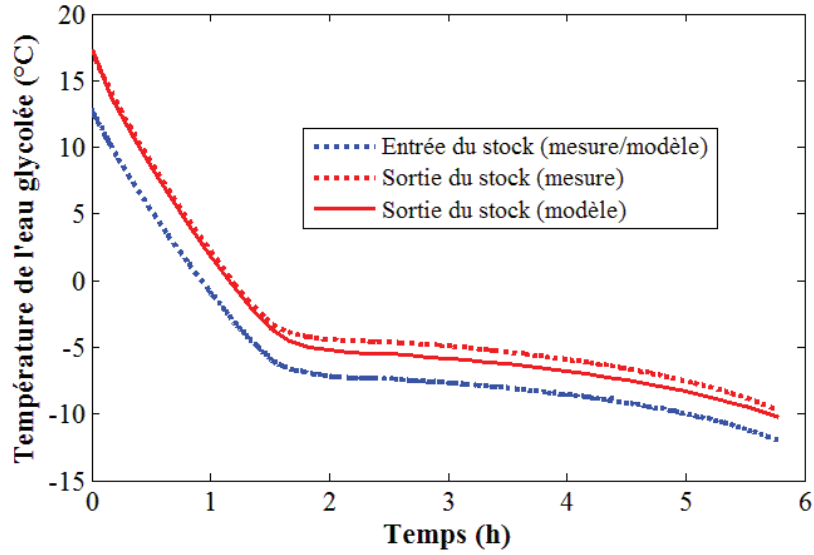


Figure 5.9 – Validation du modèle simplifié du stock ($T_c = -2\text{ °C}$)

Nous trouvons que la variation de la température de cristallisation n'améliore pas le résultat de simulation. Par conséquent, nous développons une nouvelle corrélation pour calculer le coefficient d'échange à l'intérieur du nodule (l'équation (4.14) dans le chapitre 4), auquel le modèle du stock est le plus sensible. Cette nouvelle corrélation est obtenue par l'optimisation paramétrique avec la méthode des moindres carrés non linéaires (la routine « lsqonlin » dans Matlab) comme suit :

$$\alpha_{in,d_0} = 46.8 - 122.9x_s - 51.1x_s^2 + 158.6x_s^3 \quad (5.3)$$

Le résultat de simulation en utilisant cette nouvelle corrélation est montré sur le Figure 5.10, sur laquelle on constate que le modèle reproduit parfaitement l'évolution de la température de l'eau glycolée en sortie du stock.

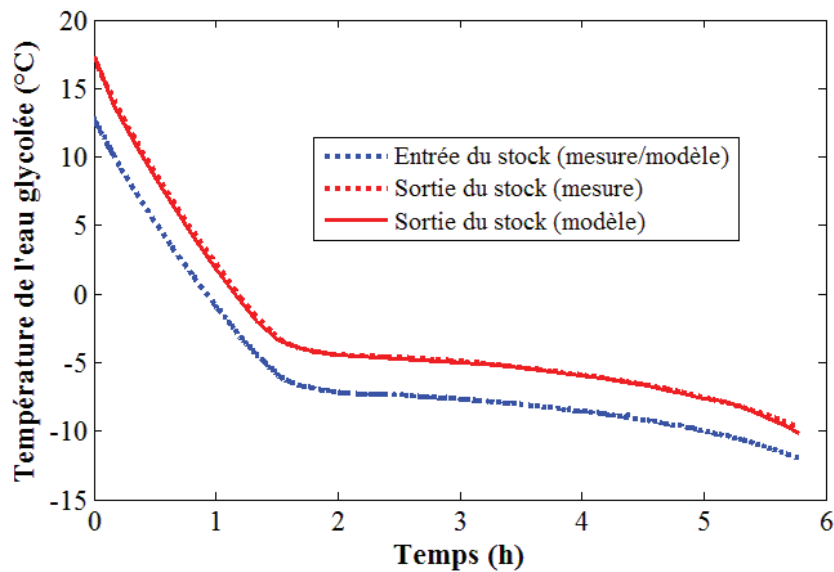


Figure 5.10 – Validation du modèle simplifié du stock ($T_c = -2\text{ °C}$)

5.5.4 Comparaison avec les données expérimentales du système complet

Après avoir validé le modèle du stock, nous simulons maintenant le comportement dynamique du système complet avec les données d'entrées décrites dans la section 5.5.2. Les comparaisons entre les données expérimentales et les résultats de simulation sont présentées sur les Figures 5.11-5.14.

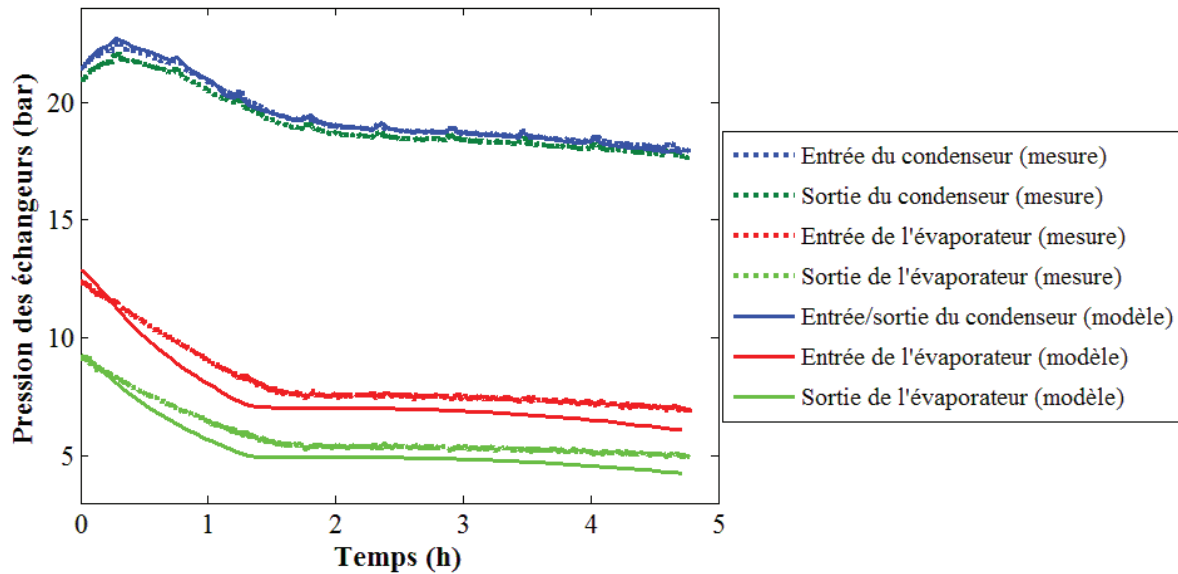


Figure 5.11 – Comparaisons entre les pressions des échangeurs expérimentales et simulées

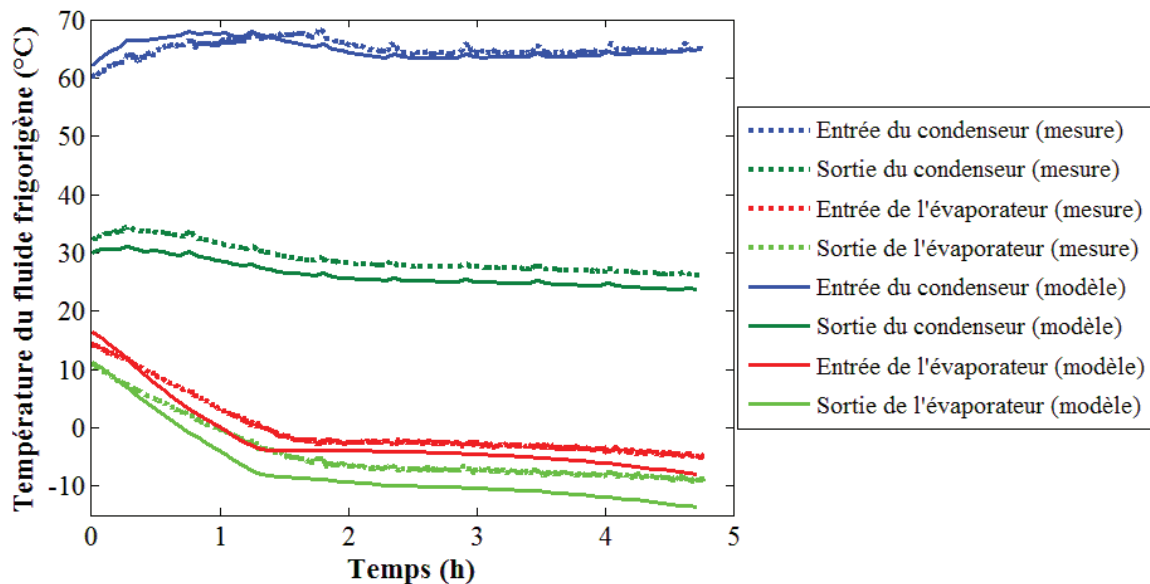


Figure 5.12 – Comparaisons entre les températures du fluide frigorigène expérimentales et simulées

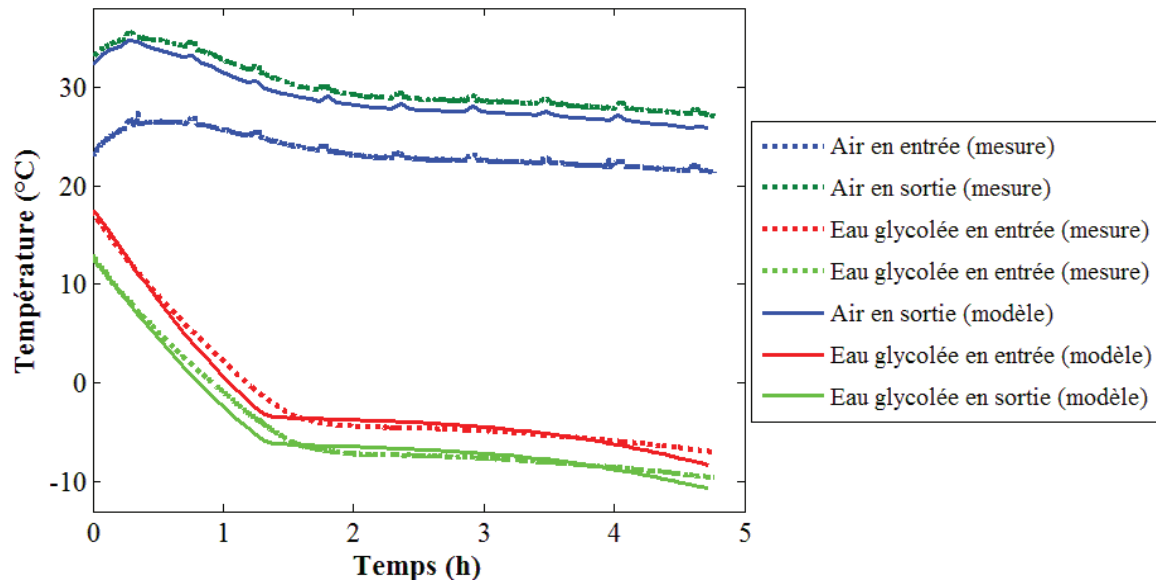


Figure 5.13 – Comparaisons entre les températures des échangeurs expérimentales et simulées

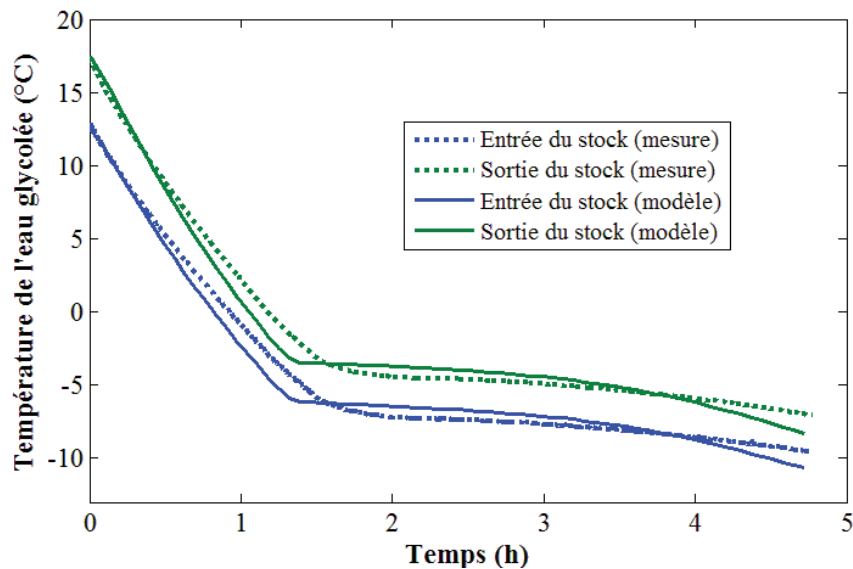


Figure 5.14 – Comparaison entre les températures du fluide caloporteur expérimentales et simulées

Globalement, un accord satisfaisant entre les résultats calculés et expérimentaux est obtenu. Notons que les écarts sont légèrement plus élevés par rapport aux résultats dans les sous-modèles de la machine et du stock. En effet, cela est dû au fait que dans ce modèle couplé la moindre déviation sur la température de l'eau glycolée, qui est déterminée à la fois par le modèle de la machine et du stock peut s'accumuler au fur et à mesure et ainsi engendrer un écart significatif.

5.5.5 Analyse des résultats de simulation numérique

Comme la montre la Figure 5.15, on constate que l'ouverture du détendeur γ diminue au cours du processus de stockage à cause de la diminution de la température du fluide

caloporteur. Comme pour les essais décrits au cours du chapitre 3, l'ouverture du détendeur donnée par le modèle reproduit qualitativement l'allure du signal électrique mesuré. En outre, les surchauffes en sortie de l'évaporateur calculées par le modèle (courbe rouge) s'accordent bien avec celles calculées directement à partir des données expérimentales (courbe bleu), ce qui montre que la loi de commande fonctionne correctement.

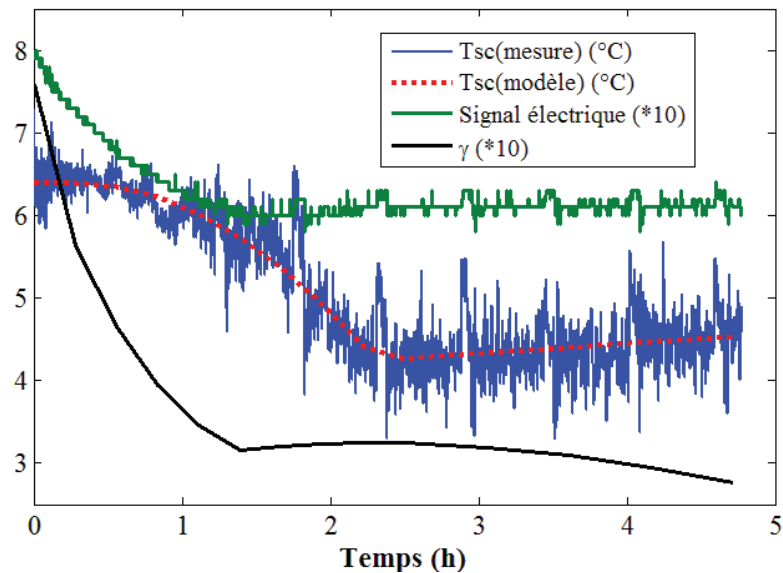


Figure 5.15 – Commande de l'ouverture du détendeur en fonction de la surchauffe

L'évolution du COP de la machine frigorifique est reproduite sur la Figure 5.16. On constate que la machine est devenue de moins en moins performante au niveau énergétique au cours du processus de stockage. Ceci est cohérent avec le fait que la différence de température entre la source froide et la source chaude de la machine augmente au cours du processus.

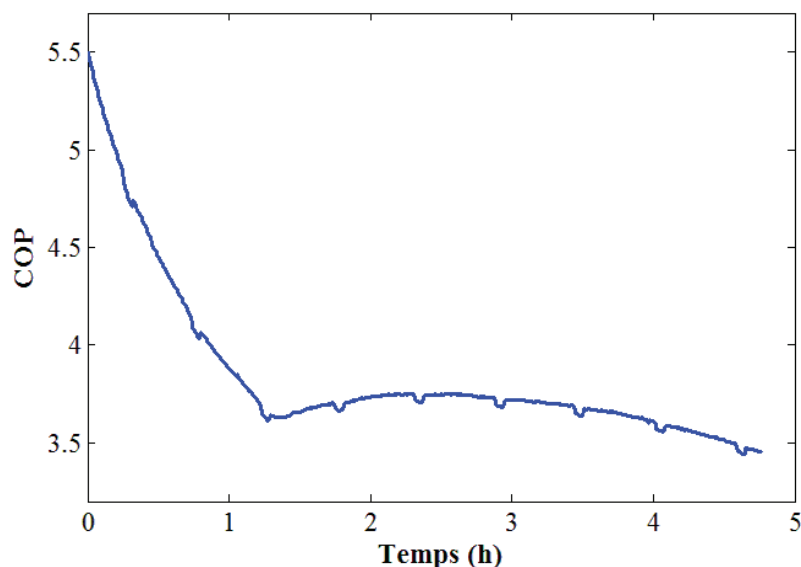


Figure 5.16 – Évolution du COP de la machine au cours du temps

Notons que durant le processus de stockage (de 0 h à 1,5 h), une quantité plus importante de fluide frigorigène est accumulée dans la zone à haute pression (condenseur) et la masse dans la zone à basse pression (réservoir, évaporateur) est réduite (Figure 5.17). La masse totale reste néanmoins constante tout au long du calcul, ce qui confirme à nouveau la robustesse du simulateur de la machine.

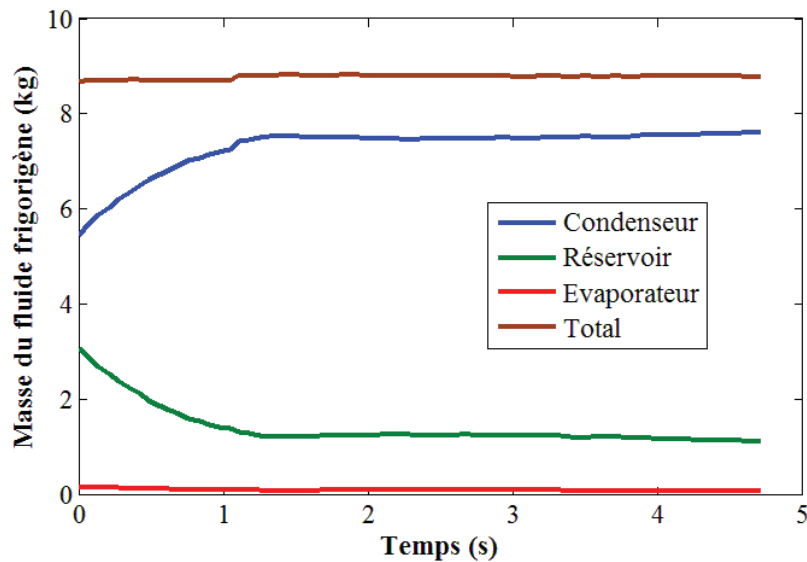


Figure 5.17 – Répartition de la masse du fluide frigorigène dans la machine

En ce qui concerne les évolutions de l'état des nodules de MCP dans la cuve, on constate que leurs températures décroissent rapidement (jusqu'à -2°C) lorsqu'ils sont à l'état liquide. Dès que le processus de solidification est initié, la température du contenu du nodule atteint immédiatement la température de fusion (0°C) (Figure 5.18). Cette température reste constante durant le changement d'état du MCP, et la fraction massique du solide augmente durant cette étape (Figure 5.19). Notons que dans ce cas le contenu des nodules n'est pas encore complètement solidifié à la fin du processus.

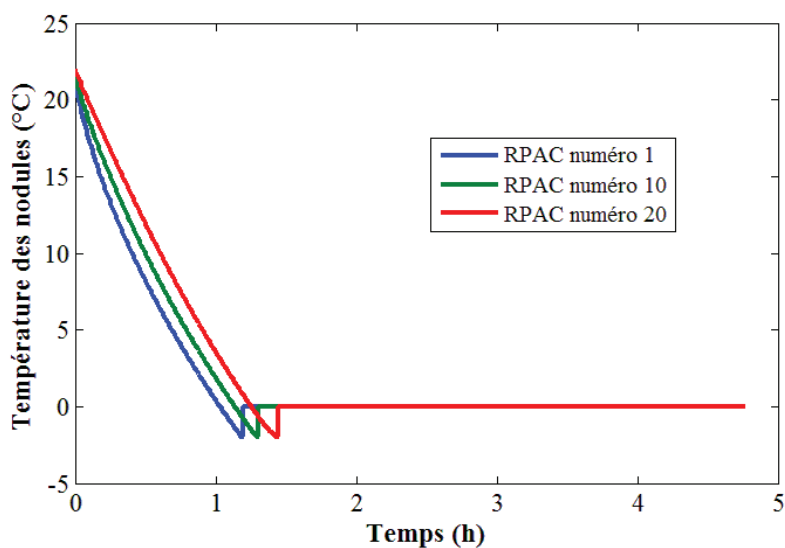


Figure 5.18 – Évolution de la température des nodules au cours du temps

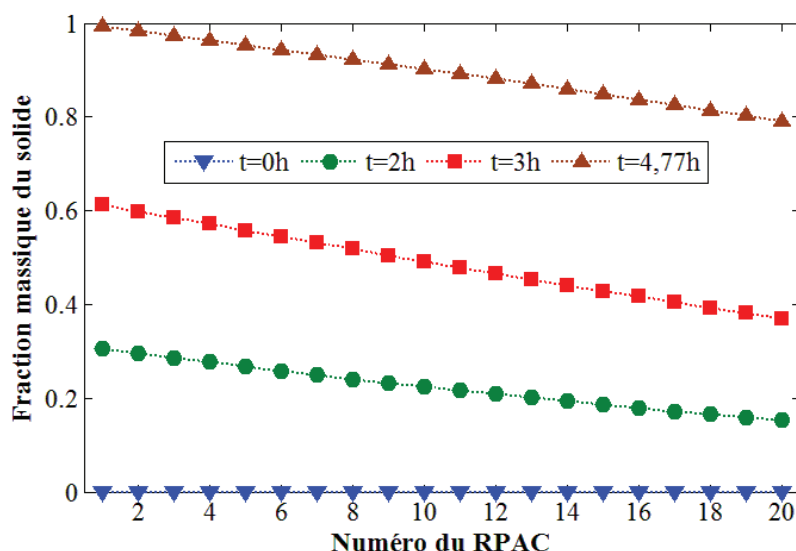


Figure 5.19 – Distribution de la fraction massique du solide

D'après les résultats de simulation ainsi que les comparaisons avec les données expérimentales, nous pouvons conclure que le modèle dynamique du système couplé est capable de simuler correctement le comportement transitoire du système complet.

5.6 Conclusion

À partir des modèles de la machine frigorifique et du stock établis précédemment et développées dans les chapitres 2 et 3, nous avons développé un modèle dynamique pour le système global couplé selon le mode recherché du stock. Afin de valider le modèle, un essai de stockage a été effectué au CMGPCE (CNAM Paris). Par rapport aux résultats exposés au cours du chapitre 4, le modèle du stock a dû être légèrement modifié en établissant une corrélation de calcul du coefficient d'échange de chaleur à l'intérieur des nodules plus adaptée que celle utilisée précédemment qui est issue de la littérature.

Finalement, les résultats de simulation numérique comparés avec les données expérimentales ont montré que le modèle développé est capable de simuler de façon précise le comportement dynamique du système couplé.

Conclusion générale et perspectives

Synthèse de la thèse

Dans cette thèse, un système de réfrigération couplé machine frigorifique - stock par MCP a été modélisé selon une approche systémique à base de réseaux d'éléments à paramètres localisés incluant la prise en compte d'événements discrets de commutation. Le dispositif considéré appartient donc à la classe des Systèmes Dynamiques Hybrides. Un prototype de ce système couplé a été construit et mis en œuvre dans le cadre du projet ANR ACLIRSYS. Les données recueillies ont permis la validation du modèle développé.

La machine frigorifique est composée principalement d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur, d'un évaporateur et d'un réservoir. Le modèle des échangeurs est basé sur une représentation des écoulements par une cascade de RPAC isobare. Ce modèle permet de représenter au cours du temps la distribution spatiale de variables d'état telles que la température, la fraction massique des phases, la masse volumique. La commutation entre différentes configurations a été conçue pour garantir la continuité de l'évolution du système. Afin de détecter des événements discrets de commutation, la température d'équilibre liquide-vapeur à pression donnée et la fraction massique de vapeur du fluide frigorigène ont été choisies comme critères pour faire des tests à chaque pas de temps de calcul. Après avoir détecté les événements de commutation, le changement de configuration est réalisé par des opérations matricielles, ce qui permet d'aboutir à une représentation globale et très compacte des systèmes. Les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène et leurs dérivées partielles ont été déterminées de façon analytique à l'aide d'une équation d'état. La différence de pression entre le réservoir et l'évaporateur a été négligée. Cela a permis d'intégrer le réservoir dans le modèle de l'évaporateur en le considérant comme un RPAC supplémentaire sans échange thermique avec l'extérieur. Il s'est ensuite avéré expérimentalement que les pertes de charge dans l'évaporateur sont significatives. Ces dernières ont été prises en compte en reportant leur effet à l'entrée du réservoir de façon statique. Le compresseur et le détendeur ont aussi été modélisés de façon statique en utilisant des corrélations empiriques. Afin de garantir la surchauffe nécessaire à la sortie de l'évaporateur, une loi de commande de type PI a été proposée et intégrée dans le modèle de la machine pour réguler le niveau d'ouverture du détendeur.

En ce qui concerne le stock, le fluide caloporteur a également été représenté par une cascade de RPAC. Pour traiter le problème de la surfusion lors du processus de stockage, deux approches ont été proposées. Dans le modèle simplifié, nous avons supposé que le MCP commence à se solidifier à une température unique et fixée inférieure à la température de fusion. La température de cristallisation et la fraction massique de solide du MCP ont été

prises comme critères pour détecter la commutation entre différentes configurations au sein des nodules. Ce modèle s'applique aussi à la fusion, la température de transition devenant la température de fusion. Dans le modèle basé sur les bilans de population qui s'applique uniquement à la solidification, nous avons utilisé un modèle de cinétique de nucléation pour tenir compte du caractère stochastique de la surfusion. Deux équations de bilan de population ont été utilisées pour caractériser respectivement deux distributions en nombre, l'une fonction de la fraction massique du solide et l'autre fonction de la température moyenne du solide. Dans ce modèle, aucune commutation n'apparaît, les étapes de transition devenant les conditions aux limites des équations de bilans de population.

Afin de valider le modèle développé, une campagne d'essai sur le prototype a été réalisée en faisant varier les conditions opératoires. À partir de ces essais, des données expérimentales concernant respectivement le fonctionnement de la machine seule, du stock seul et du système couplé sont recueillies. Les résultats numériques obtenus ont été systématiquement comparés avec les données expérimentales, et un très bon accord entre eux a été obtenu au prix d'un ajustement de certains paramètres.

Les quelques points suivants paraissent devoir être relevés concernant ce travail de thèse :

- par rapport aux travaux existants dans la littérature, le travail présenté ici se distingue par un effort expérimental significatif réalisé par les partenaires du projet ANR ACLIRSYS, ce qui a permis une validation satisfaisante du modèle développé ;
- toutes les propriétés thermodynamiques et leurs dérivées partielles ont été déterminées de façon analytique. Ce point est important car la plupart des travaux publiés s'appuient sur une évaluation numérique des dérivées ou une détermination dans des tables de dérivées pré-calculées ;
- l'aspect fortement hybride et les forts couplages entre les différents sous-systèmes ont conduit à une réflexion préalable sur la structure mathématique du modèle qui *a posteriori* s'est avérée très utile;
- pour la première fois à notre connaissance, les bilans de population sont appliqués à la modélisation dynamique des systèmes de stockage d'énergie par MCP.

Perspectives

Plusieurs perspectives peuvent être envisagées pour faire suite à ce travail de thèse, du point de vue expérimental et méthodologique.

Les principales difficultés rencontrées pour l'exploitation des résultats expérimentaux sont liées au fait que ceux-ci concernent uniquement le système complet. Des données expérimentales concernant certains organes étudiés séparément, en particulier le détendeur de la PAC, auraient permis une représentation plus sûre et plus aisée du système.

D'un point de vue méthodologique, la perspective qui se dégage concerne surtout l'aspect hybride du système. Cet aspect a été pris en compte au niveau de chaque sous-système, la PAC et le stock et nous n'avons testé en termes de couplage que la situation de recharge du stock par la PAC. Un modèle dynamique complet permettant de simuler toutes les situations de couplage entre la PAC, le stock et le bâtiment serait en effet essentiellement basé sur la gestion d'événements de commutation liés au sens d'écoulement du fluide caloporteur et à son débit dans les différentes branches. S'agissant en particulier du modèle du stock, la commutation entre les phases de stockage et le déstockage dans le cadre du modèle simplifié est assez simple. La question se pose d'utiliser le modèle par bilan de population dans le cadre d'une commutation entre la phase de stockage pour laquelle il a été développé et la phase de déstockage. On pourrait enfin envisager une commutation entre le fonctionnement de la machine en mode réfrigération que nous avons développé ici et un fonctionnement en mode chauffage.

La perspective d'un tel modèle dynamique complet susceptible de simuler toutes les configurations comme outil d'aide à la mise au point de systèmes de commande devrait naturellement s'accompagner d'un travail supplémentaire au niveau numérique et de programmation car le temps d'exécution est pour l'instant trop long (deux fois plus élevé que le temps réel d'évolution du système en utilisant le logiciel Matlab).

Bibliographie

- Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie (ADEME), 2013. Chiffres clés du bâtiment, édition 2013. Disponible sur <http://multimedia.ademe.fr/catalogues/chiffres-cles-batiment-2013/> (consulté le 10/06/2015).
- Agyenim F., Hewitt N., Eames P., Smyth M., 2010. A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 14 (2), 615–628.
- ASHRAE, 2001. *Fundamentals Handbook*, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, USA.
- Asselineau L., Bogdanic G., Vidal J., 1978. Calculation of thermodynamic properties and vapor-liquid equilibria of refrigerants. *Chem. Engng. Sci.*, 33, 1269-1276.
- Auzenet E., Clerc-Renaud M., 2005. Pompes à chaleur – Systèmes à compression de vapeur. *Techniques de l'Ingénieur, traité Bâtiment et Environnement*, Ref. be9620.
- Azzouz K., Leducq D., Guilpart J., Gobin D., 2007. Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique couplé à un matériau à changement de phase. 13èmes Journées Internationales de Thermique, 28-30 août 2007, Albi, France.
- Baroczy A.E., 1965. Correlation of liquid fraction in two phase flow with applications to liquid metals. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 61 (57), 179-191.
- Becker P.J., Puel F., Jakobsen H.A., Sheibat-Othman N., 2014. Development of an improved breakage kernel for high dispersed viscosity phase emulsification, *Chem. Eng. Sci.* 109, 326-338.
- Bedecarrats J.P., 1993. Etude des transformations des matériaux à changements de phases encapsulés destinés au stockage du froid. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau.
- Bédécarrats J.P., Strub F., Falco B., Dumas J.P., 1996. Phase-change thermal energy storage using spherical capsules : performance of a test plant. *Int. J. Refrigeration*, 19 (3), 187-196.
- Bédécarrats J.P., Dumas J.P., 1997. Etude de la cristallisation de nodules contenant un matériau à changement de phase en vue du stockage par chaleur latente. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 40 (1), 149-157.
- Bédécarrats J.P., Castaing-Lasvignottes J., Strub F., Dumas J.P., 2009a. Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part I: Experimental results. *Energ. Convers. Manage.*, 50, 2527-2536.
- Bédécarrats J.P., Castaing-Lasvignottes J., Strub F., Dumas J.P., 2009b. Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part II: Numerical modelling, *Energ. Convers. Manage.*, 50, 2537-2546.
- Ben Salah J., 2011. Analyse et commande des systèmes non linéaires complexes : application aux systèmes dynamiques à commutation. Thèse de doctorat, Université Claude Bernard Lyon 1, Villeurbanne.
- Bendapudi S., Braun J.E., Groll E.A., 2005. Dynamic model of a centrifugal chiller system – Model development, numerical study, and validation. *ASHRAE Trans. (Part 1)*, 132-148.

- Bendapudi S., Braun J.E., Groll E.A., 2008. A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers. *Int. J. Refrigeration*, 31 (8), 1437-1452.
- Berthou T., 2014. Développement de modèles de bâtiment pour la prévision de charge de climatisation et l'élaboration de stratégies d'optimisation énergétique et d'effacement. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, Paris.
- Bertrand M., Iung C., Zaytoon J., 2004. Systèmes dynamiques hybrides – Modélisation et simulation. Techniques de l'Ingénieur, traité Electronique - Automatique, Réf. s7105.
- Bilir L., Ilken Z., 2005. Total solidification time of a liquid phase change material enclosed in cylindrical/ spherical containers. *Appl. Therm. Eng.*, 25, 1488-1502.
- Bird R.B., Stewart W.E., Lightfoot E.N., 2007. *Transport Phenomena*, Revised 2nd Edition, Wiley, New York.
- Bond D.M.E., Clark W.M., Mark Kimber M., 2013. Configuring wall layers for improved insulation performance. *Appl. Energ.*, 112, 235-245.
- Bony J., Citherlet S., 2007. Numerical model and experimental validation of heat storage with phase change materials. *Energ. Buildings*, 39, 1065-1072.
- Byrne P., Choubali R., Miriel J., 2014. Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants. *Int. J. Refrigeration*, 41, 1-13.
- Catano J., Zhang T., Wen J.T., Jensen M.K., Peles Y., 2013a. Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling – Part I: Dynamic modeling and experimental validation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 66, 911–921.
- Catano J., Lizarralde F., Zhang T., Wen J.T., Jensen M.K., Peles Y., 2013b. Vapor compression refrigeration cycle for electronics cooling – Part II: gain-scheduling control for critical heat flux avoidance. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 66, 922-929.
- Changenet, C., Charvet, J.N., Géhin, D., Sicard, F., Charmel, B., 2008. Study on predictive functional control of an expansion valve for controlling the evaporator superheat. *Proc. IMechE, Part I: J. Syst. Control Eng.* 222 (I6), 571–582.
- Chen X., Worall M., Omer S., Su Y., Riffat S., 2014. Experimental investigation on PCM cold storage integrated with ejector cooling system. *Appl. Therm. Eng.*, 63, 419-427.
- Chen Y., Halm N.P., Groll E.A., Braun J.E., 2002. Mathematical modeling of scroll compressors – part I: compression process modeling. *Int. J. Refrigeration*, 25, 731-750.
- Chen H.T., Hsu W.L., 2007. Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 51 (7-8), 1920-1932.
- Cheng W.L., Yuan X.D., 2013. Numerical analysis of a novel household refrigerator with shape-stabilized PCM (phase change material) heat storage condensers. *Energy*, 59, 265-276.
- Choquette F., Lacroix M., 1997. Modélisation du stockage de chaleur par changement de phase solide-liquide à l'aide des premières et deuxième lois de la thermodynamique. *Revue Générale de Thermique*, 36, 732-743.
- Choulak S., Couenne F., Le Gorrec Y., Jallut C., Cassagnau P., Michel A., 2004. A generic dynamic model for simulation and control of reactive extrusion. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 43 (23), 7373-7382.
- Clausse D., Dumas J.P., Meijer P.H.E., Broto F., 1987. Phase transformations in emulsions. i phase transformations in emulsions: Part I: Effects of thermal treatments on nucleation phenomena: experiments and model. *J. Disper. Sci. Technol.*, 8 (1), 1-28.

- Calvet N., Py X., Olivès R., Bédécarrats J.P., Dumas J.P., Jay F., 2013. Enhanced performances of macro-encapsulated phase change materials (PCMs) by intensification of the internal effective thermal conductivity. *Energy*, 55, 956-964.
- Cleland A.C., 1986. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamics properties. *Int. J. Refrigeration*, 9, 329-335.
- Couenne, F., Jallut, C., Maschke, B., Tayakout, M., Breddveld, P., 2008. Structured modeling for processes: a thermodynamical network theory. *Comput. Chem. Eng.*, 32 (6), 1120-1134.
- De Monte F., 2002. Calculation of thermodynamic properties of R407C and R410A by the Martin-Hou equation of state-part I: theoretical development. *Int. J. Refrigeration*, 25, 306-313.
- Ding G., Wu Z., Liu J., Inagaki T., Wang K., Fukaya M., 2005. An implicit curve-fitting method for fast calculation of thermal properties of pure and mixed refrigerants. *Int. J. Refrigeration*, 28, 921-932.
- Dumas J.P., 2002. Stockage du froid par chaleur latente. *Techniques de l'Ingénieur, traité Ressources énergétiques et stockage*, Réf. be9775.
- DuPont Suva, Thermodynamic Properties of DuPont™ Suva 410A. Disponible sur http://www2.dupont.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/h64423_Suva410A_thermo_prop_s_i.pdf (consulté le 19/12/2012).
- Dutil Y., Rousse D.R., Salah N.B., Lassue S., Zalewski L., 2011. A review on phase-change materials: mathematical modeling and simulations. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 15, 112–130.
- El Omari K., 2001. Etude de la convection autour d'un nodule sphérique contenant un Matériau à Changement de Phase au cours de sa cristallisation. Thèse de doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau.
- El Rhafiki T., Kousksou T., Jamil A., Jegadheeswaran S., Pohekar S.D., Zeraouli Y., 2011. Crystallization of PCMs inside an emulsion: supercooling phenomenon. *Sol. Energ. Mat. Sol. C.*, 95, 2588–2597.
- Eldredge B.D., Rasmussen B.P., Alleyne A.G., 2008. Moving-boundary heat exchanger models with variable outlet phase. *J. Dyn. Syst.-T. ASME*, 130 (6), 1003-1012.
- Fallahsohi H., 2011. Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée. Thèse de doctorat, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Villeurbanne.
- Fang G., Wu S., Liu X., 2010. Experimental study on cool storage air-conditioning system with spherical capsules packed bed. *Energ. Buildings*, 42, 1056–1062.
- Fleming E., Wen S., Shi L., Silva A.K., 2013. Thermodynamic model of a thermal storage air conditioning system with dynamic behavior. *Appl. Energ.*, 112, 160-169.
- Geller V.Z., Nemzer B.V., Cheremnykh U.V., 2001. Thermal conductivity of the refrigerant mixtures R404A, R407C, R410A, and R507A. *Int. J. Thermophys.*, 22 (4), 1035-1043.
- Ghoneim A.A., 1989. Comparison of theoretical models of phase-change and sensible heat storage for air and water-based solar heating systems. *Sol. Energy*, 42 (3), 209–220.
- Gilles, E.D., 1998. Network theory for chemical processes. *Chem. Eng. Technol.*, 21 (2), 121-132.
- Glueckauf E., 1955. Theory of chromatography Part 10 : formula for diffusion into spheres and their application to chromatography, *Trans. Faraday Soc.*, 51, 1540-1551.
- Goma Bilongo T., Couenne F., Jallut C., Le Gorrec Y., Di Martino A., 2012. Dynamic modeling of the reactive twin-screw co-rotating extrusion process: experimental validation by using inlet glass fibers injection response and application to polymers degassing. *Ind. Eng. Chem. Res.*, 51 (35), 11381-11388.

- Haberschill P., Guitari I., Lallemand A., 2007. Comportement dynamique d'une pompe à chaleur au CO₂ en cycles sous critique et transcritique. *Int. J. Refrigeration*, 30, 732-743.
- Hattenberger J., 2011. Modélisation dynamique d'une pompe à chaleur air-eau appliquée à l'AQUALIS inverter. Rapport de stage, Université de Technologie de Compiègne, Compiègne.
- Hermes C.J.L., Melo C., 2008. A first-principles simulation model for the start-up and cycling transients of household refrigerators. *Int. J. Refrigeration*, 31 (8), 1341-1357.
- Holman J.P., 2009. Heat transfer. 10th Edition. McGraw-Hill, New York.
- Hsieh Y.Y., Lin T.F., 2002. Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45 (5), 1033-1044.
- Huang L., Aute V., Radermacher R., 2014. A finite volume coaxial heat exchanger model with moving boundaries and modifications to correlations for two-phase flow in fluted annuli. *Int. J. Refrigeration*, 40, 11-23.
- Ibrahim O., Fardoun F., Younes R., Louahlia-Gualous H., 2014. Air source heat pump water heater: Dynamic modeling, optimal energy management and mini-tubes condensers. *Energy*, 64, 1102-1116.
- Ismail K.A.R., Henriquez J.R., 2002. Numerical and experimental study of spherical capsules packed bed latent heat storage system, *Appl. Therm. Eng.*, 22, 1705-1716.
- IRC, Fluid Property Calculator. Disponible sur <http://www.irc.wisc.edu/properties/> (consulté le 15/11/2012).
- Jallouli Y., Chouikh R., Guizani A., Belghith A., Maalej M., 2001. Simulation numérique du problème de frontière mobile lors d'un processus de fusion commandé par la convection naturelle dans le liquide et la conduction dans le solide. *Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique*, 109-114.
- Jallut C., Gilles G., 1990. Automatique, productique et procédés chimiques discontinus. *Revue Générale de l'Electricité*, n°6, 1-6.
- Jia X., Tso C.P., Jolly P., Wong Y.W., 1999. Distributed steady and dynamic modelling of dry-expansion evaporators. *Int. J. Refrig.*, 22, 126-136.
- Kashchiev D., Kaneko N., Sato K., 1998. Kinetics of crystallization in polydisperse emulsions. *J. Colloid Interf. Sci.*, 208, 167-177.
- Kinab E., 2009. Optimisation des performances non nominales des pompes à chaleur réversibles pour le secteur tertiaire. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, Paris.
- Kotoulas C., Kiparissides C., 2006. A generalized population balance model for the prediction of particle size distribution in suspension polymerization reactors. *Chem. Eng. Sci.*, 61, 332-346.
- Koury R.N.N., Faria R.N., Nunes R.O., Ismail K.A.R., Machado L., 2013. Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use. *Int. J. Refrigeration*, 36, 674-688.
- Kousksou T., El Rhafiki T., El Omari K., Zeraouli Y., Le Guer Y., 2010. Forced convective heat transfer in supercooled phase-change material suspensions with stochastic crystallization. *Int. J. Refrig.*, 33, 1569-1582.
- Kulakowski B.T., Gardner J.F., Shearer J.L., 2007. Dynamic modeling and control of engineering systems. Cambridge University Press, New York.
- Küçüksille E.U., Selbaş R., Şencan A., 2011. Prediction of thermodynamic properties of refrigerants using data mining. *Eng. Convers. Manage.*, 52, 836-848.
- Lefèvre L., 2012. Projet ALCIRSYS. Disponible sur <http://www.agence-nationale-recherche.fr/suivi-bilan/editions-2013-et-anterieures/energie-durable/systemes-energetiques-efficaces-et->

[decarbones/fiche-projet-seed-2011/?tx_lwmsuivibilan_pi2\[CODE\]=ANR-11-SEED-0004](http://decarbones/fiche-projet-seed-2011/?tx_lwmsuivibilan_pi2[CODE]=ANR-11-SEED-0004) (consulté le 15/06/2015).

- Leinekugel-le-Coq D., Tayakout-Fayolle M., Legorrec Y., Jallut C., 2007. A double linear driving force approximation for non-isothermal mass transfer modeling through bi-disperse adsorbents. *Chem. Engng. Sci.*, 62 (15), 4040-4053.
- Lemmon E.W., 2003. Pseudo-pure fluid equations of state for the refrigerant blends R-410A, R- 404A, R-507A and R-407A. *Int. J. Thermophys.*, 24 (4), 991-1006.
- Li B., Alleyne A.G., 2010. A dynamic model of a vapour compression cycle with shut-down and start-up operations. *Int. J. Refrigeration*, 33, 538-552.
- Li W., 2013. Simplified modeling analysis of mass flow characteristics in electronic expansion valve. *Appl. Therm. Eng.*, 53, 8-12.
- Liu M., Saman W., Bruno F., 2014. Computer simulation with TRNSYS for a mobile refrigeration system incorporating a phase change thermal storage unit. *Appl. Energ.*, 132, 226-235.
- Liu S., Li Y., Zhang Y., 2014. Mathematical solutions and numerical models employed for the investigations of PCM's phase transformations. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 33, 659-674.
- Ma C.Y., Wang X.Z., 2012. Model identification of crystal facet growth kinetics in morphological population balance modeling of L-glutamic acid crystallization and experimental validation. *Chem. Eng. Sci.*, 70, 22-30.
- Ma S., Zhang C., Chen J., Chen Z., 2005. Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve. *Appl. Therm. Eng.*, 25, 2351-2366.
- Ma Y., Borrelli F., Hencsey B., Packard A., Bortoff S., 2009. Model predictive control of thermal energy storage in building cooling systems. *Decision and Control, 2009 held Jointly with the 2009 28th Chinese Control Conference. CDC/CCC 2009. Proceedings of the 48th IEEE Conference on*, 392-397.
- Maaraoui S., Clodic D., Dalicieux P., 2012. Heat pump with a condenser including solid-liquid phase change material. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 1194.
- Maestre R.I., Gonzalez Gallero F.J., Alvarez Gomez P., Mena Baladés J.D., 2013. Performance assessment of a simplified hybrid model for a verticalground heat exchanger. *Energ. Buildings*, 66, 437 – 444.
- Marin Gallego J.C., Olivier-Maget N., Hetreux G., Gabas N., Cabassud M., 2015. Towards the modelling of a heat-exchanger reactor by a dynamic approach. *Can. J. Chem. Eng.*, 93, 451-464.
- Martin V., He B., Setterwall F., 2010. Direct contact PCM-water cold storage. *Appl. Energ.*, 87, 2652-2659.
- McKinley T. L., Alleyne A.G., 2008. An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method. *Int. J. Refrigeration*, 31 (7), 1253-1264.
- Ministère de l'Écologie, du Développement durable et de l'Énergie (MEDDE), 2009. La première loi du Grenelle. Disponible sur <http://www.developpement-durable.gouv.fr/La-premiere-loi-du-Grenelle.html> (consulté le 11/06/2015).
- Ministère de l'Écologie, du Développement durable et de l'Énergie (MEDDE), 2011. Rapport sur la production de gaz à effet de serre des systèmes de climatisation et leur impact sur l'écosystème et l'environnement, sigulièrement dans les collectivités d'Outre-mer. Disponible sur http://www.developpement-durable.gouv.fr/IMG/pdf/Rapport_clim_Art5_LG1_280811.pdf (consulté le 09/06/2015).
- Ndiaye D., Bernier M., 2012. Transient model of a geothermal heat pump in cycling conditions -Part A: The model. *Int. J. Refrigeration*, 35, 2110-2123.

- Nkwetta D.N., Haghighat F., 2014. Thermal energy storage with phase change material – A state-of-the art review. *Sustain. Cities Soc.*, 10, 87-100.
- Patiño J., Llopis R., Sánchez D., Sanz-Kock C., Cabello R., Torrella E., 2014. A comparative analysis of a CO₂ evaporator model using experimental heat transfer correlations and a flow pattern map. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 71, 361-375.
- Puel F., Fevotte G., Klein J.P., 2003. Simulation and analysis of industrial crystallization processes through multidimensional population balance equations. Part 1: A resolution algorithm based on the method of classes. *Chem. Eng. Sci.*, 58, 3715-3727.
- Outtagarts A., Haberschill P., Lallemand M., 1997. The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve. *Int. J. Energ. Res.*, 21, pp.793-807, 1997.
- Ramkrishna D., 2000. Population balances: Theory and applications to particulate systems in engineering. Academic Press, San Diego, pp.15-22.
- Rasmussen B.P., Alleyne A.G., 2004, Control-Oriented Modeling of Transcritical Vapor Compression Systems. *J. Dyn. Syst.-T. ASME*, 126, 54-64.
- Rasmussen B.P., 2012. Dynamic modeling for vapor compression systems - Part 1: Literature review. *HVAC&R Res.*, 18 (5), 934-955.
- Rasmussen B.P., Shenoy B., 2012. Dynamic modeling for vapor compression systems - Part II: Simulation tutorial. *HVAC&R Res.*, 18 (5), 956-973
- Romero J.A., Navarro-Esbri J., Belman-Flores J.M., 2011, A simplified black-box model oriented to chilled water temperature control in a variable speed vapour compression system. *Appl. Therm. Eng.*, 31, 329-335.
- Rossi T.M., Braun J.E., 1999. A real-time transient model for air conditioners. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 743.
- Réseau de transport d'électricité (RTE), 2014. Bilan prévisionnel de l'équilibre offre-demande d'électricité en France, édition 2014. Disponible sur http://www.rte-france.com/sites/default/files/bilan_complet_2014.pdf (consulté le 10/06/2015).
- Ruthven D.M., 1984. Principle of adsorption and adsorption processes. John Wiley and Sons, New-York.
- Saleh B., Ayman A.A., 2015. Flow Control Methods in Refrigeration Systems: A Review. *Int. J. Control Autom.*, 4 (1), 14-25.
- Sanaye S., Chahartaghi M., Asgari H., 2013. Dynamic modeling of Gas Engine driven Heat Pump system in cooling mode. *Energy*, 55, 195-208.
- Sandler S.I., 1999. Chemical and Engineering Thermodynamics. 3rd Edition, John Wiley & Sons.
- Schalbart P., 2006. Modélisation du fonctionnement en régime dynamique d'une machine frigorifique bi-étagée à turbo-compresseurs. Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Villeurbanne.
- Schalbart P., Haberschill P., 2013. Simulation of the behaviour of a centrifugal chiller during quick start-up. *Int. J. Refrigeration*, 36, 222-236.
- Schalbart P., Leducq D., Alvarez G., 2015. Ice-cream storage energy efficiency with model predictive control of a refrigeration system coupled to a PCM tank. *Int. J. Refrigeration*, 52, 140-150.
- Schurt L. C., Hermes C.J. L., Neto A.T., 2009. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *Int. J. Refrigeration*, 32, 1672-1682.
- Shah M.M., 1979. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (4), 547-556.
- Turnbull, D., 1956. Solid State Physics III. Academic Press, New York, pp. 225-306.

- Uhlmann M., Bertsch S. S., 2012. Theoretical and experimental investigation of startup and shutdown behavior of residential heat pumps. *Int. J. Refrigeration*, 35, 2138-2149.
- Valentin C., Magos M., Maschke B., 2007. A port-Hamiltonian formulation of physical switching systems with varying constraints. *Automatica*, 43, 1125-1133.
- Van der Schaft A.J., Schumacher J.M., 2000. An introduction to hybrid dynamical systems (Lecture Notes in Control and Information Sciences). Springer, Berlin.
- Verma P., Varun, Singal S.K., 2008. Review of mathematical modeling on latent heat thermal energy storage systems using phase-change material, *Renew. Sust. Energ. Rev.*, 12, 999-1031.
- Villermaux J., 1993. Génie de la réaction chimique : Conception et fonctionnement des réacteurs chimiques. Lavoisier, Tec et Doc.
- Votyakov E.V., Bonanos A.M., 2014. A perturbation model for stratified thermal energy storage tanks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 75, 218-223.
- Wakao N., Kaguei S., 1982. Heat and mass transfer in packed beds. Gordon and Breach, Science Publishers, New York, 264-295.
- Wallace M., McBride R., Aumi S., Mhaskar P., House J., Salisbury T., 2012. Energy efficient model predictive building temperature control. *Chem. Eng. Sci.*, 69, 45-58.
- Wang C.C., Chi K.Y., Chang C.J., 2000. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43 (15), 2693-2700.
- Wang F., Maidment G., Missenden J., Tozer R., 2007a. A novel special distributed method for dynamic refrigeration system simulation. *Int. J. Refrigeration*, 30 (5), 887-903.
- Wang F., Maidment G., Missenden J., Tozer R., 2007b. The novel use of phase change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system. *Appl. Therm. Eng.*, 27, 2902-2910.
- Willatzen M., Pettit N.B.O.L., Ploug-Sørensen L., 1998a. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part I: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange. *Int. J. Refrigeration*, 21 (5), 398-403.
- Willatzen M., Pettit N.B.O.L., Ploug-Sørensen L., 1998b. A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part II: simulation and control of an evaporator, *Int. J. Refrigeration*, 21 (5), 404-414.
- Wu J., Gagnière E., Jay F., Jallut C., 2015. Population balance modelling for the charging process of a PCM cold energy storage tank. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 85, 647-655.
- Wu S., Fang G., Liu X., 2010. Thermal performance simulations of a packed bed cool thermal energy storage system using n-tetradecane as phase change material. *Int. J. Therm. Sci.*, 49, 1752-1762.
- Xue Z., Shi L., Ou H., 2008. Refrigerant flow characteristics of electronic expansion valve based on thermodynamic analysis and experiment. *Appl. Therm. Eng.*, 28, 238-242.
- Yashar D.A., Wilson M.J., Kopke H.R., Graham D.M., Chato J.C., Newell T.A., 2001. An investigation of refrigerant void fraction in horizontal microfin tubes. *HVAC&R Res.*, 7 (1), 67-82.
- Zalba B., Marin J.M., Cabeza L.F., Mehling H., 2003. Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications. *Appl. Therm. Eng.*, 23, 251-283.
- Yumrutaş R., Ünsal M., 2012. Energy analysis and modeling of a solar assisted house heating system with a heat pump and an underground energy storage tank. *Sol. Energy*, 86, 983-993.
- Zhang S., Niu J., 2010. Experimental investigation of effects of super-cooling on microencapsulated phasechange material (MPCM) slurry thermal storage capacities. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, 94, 1038-1048.

- Zhang W.J., Zhang C.L., Ding G.L., 2009. On three forms of momentum equation in transient modeling of residential refrigeration systems. *Int. J. Refrigeration*, 32, 938-944.
- Zhou X., Xia J., Jin X., Zhou Z., 1999. Study on fuzzy control of the electronic valve in the air-conditioner with inverter. 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia.
- Zhu Y., Zhang Y., 2000. Dynamic modeling of encapsulated ice tank for HVAC system simulation. *HVAC&R Res.*, 6 (3), 213-228.
- Zouari T., 2013. Diagnostic des systèmes dynamiques hybrides à modes non linéaires. Thèse de doctorat, Université Lille 1 Sciences et Technologies, Lille.

Calcul des propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène, de l'eau et de l'air

A.1 Propriétés du fluide frigorigène à l'état monophasique

L'équation d'état développée par Lemmon (2003) est utilisée pour calculer les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène liquide et vapeur, en le considérant comme un corps pur. Cette équation d'état est formulée en utilisant l'énergie libre molaire f (J mol⁻¹) comme propriété fondamentale, et les variables indépendantes sont la concentration molaire ρ_m (mol dm⁻³) et la température T (K) :

$$f(\rho_m, T) = f^0(\rho_m, T) + f^r(\rho_m, T) \quad (\text{A.1})$$

où f^0 est la contribution du gaz parfait à l'énergie libre, f^r est l'énergie libre résiduelle.

La relation (A.1) est exprimée sous forme adimensionnelle selon le principe des états correspondants (Sandler, 1999) :

$$\frac{f(\rho_m, T)}{RT} = \alpha(\delta, \tau) = \alpha^0(\delta, \tau) + \alpha^r(\delta, \tau) \quad (\text{A.2})$$

avec $\delta = \rho_m / \rho_{m_c}$, $\tau = T_c / T$, où ρ_{m_c} et T_c sont les valeurs au point critique ($\rho_{m_c} = 6,324$ mol dm⁻³, $T_c = 344,494$ K).

Les calculs de α^0 et α^r se font comme suit :

$$\alpha^0(\delta, \tau) = \ln \frac{\delta}{\tau} + a_0 + a_1\tau + a_2\tau^{b_2} + a_3\ln(1 - e^{-b_3\tau}) + a_4\ln(1 - e^{-b_4\tau}) + a_5\ln(1 - e^{-b_5\tau}) \quad (\text{A.3})$$

$$\alpha^r(\delta, \tau) = \sum_{k=1}^{21} N_k \delta^{i_k} \tau^{j_k} e^{-\gamma_k \delta^{l_k}} \quad (\text{A.4})$$

Les coefficients et exposants sont donnés dans les Tableaux A.1 et A.2.

Tableau A.1 – Coefficients de l'équation de l'énergie libre du gaz parfait (Lemmon, 2003)

k	0	1	2	3	4	5
a_k	36,8871	7,15807	-46,87575	2,0623	5,9751	1,5612
b_k	-	-	-0,1	2,02326	5,00154	11,2484

Tableau A.2– Coefficients de l'équation de l'énergie libre résiduelle (Lemmon, 2003)

k	N_k	j_k	i_k	l_k	γ_k
1	0,987252	0,44	1	0	0
2	-1,03017	1,2	1	0	0
3	1,17666	2,97	1	0	0
4	-0,138991	2,95	2	0	0
5	0,00302373	0,2	5	0	0
6	-2,53639	1,93	1	1	1
7	-1,96680	1,78	2	1	1
8	-0,830480	3,0	3	1	1
9	0,172477	0,2	5	1	1
10	-0,261116	0,74	5	1	1
11	-0,0745473	3,0	5	1	1
12	0,679757	2,1	1	2	1
13	-0,652431	4,3	1	2	1
14	0,0553849	0,25	4	2	1
15	-0,0710970	7,0	4	2	1
16	-0,000875332	4,7	9	2	1
17	0,0200760	13,0	2	3	1
18	-0,0139761	16,0	2	3	1
19	-0,0185110	25,0	4	3	1
20	0,0171939	17,0	5	3	1
21	-0,004 820 49	7,4	6	3	1

Les expressions de la pression P (kPa), de l'énergie interne molaire u (J mol⁻¹), de l'enthalpie molaire h (J mol⁻¹) et de l'entropie molaire s (J mol⁻¹ K⁻¹) sont :

$$P = \rho_m RT \left[1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\tau \right] \quad (\text{A.5})$$

$$u = RT_c \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_\delta \right] \quad (\text{A.6})$$

$$h = RT_c \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_\delta + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_\delta \right] + RT \left[1 + \delta \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \delta} \right)_\tau \right] \quad (\text{A.7})$$

$$s = R\tau \left[\left(\frac{\partial \alpha^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \alpha^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - R(\alpha^0 + \alpha^r) \quad (\text{A.8})$$

A.2 Propriétés du fluide frigorigène à l'état diphasique

Refrigerant 410A [R-32/125 (50/50)] Properties of Liquid on the Bubble Line and Vapor on the Dew Line																			
Pres- sure, MPa	Temperature, °C		Density, Volume, kg/m ³ m ³ /kg		Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/(kg·K)		Specific Heat c_p , kJ/(kg·K)		c_p/c_v	Velocity of Sound, m/s		Viscosity, μPa·s		Thermal Cond., mW/(m·K)		Surface Tension, mN/m	Pres- sure, MPa
	Bubble	Dew	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		
0.01000	-88.54	-88.50	1462.0	2.09550	78.00	377.63	0.4650	2.0879	1.313	0.666	1.227	1031.	159.6	560.3	8.20	168.6	6.60	23.95	0.01000
0.02000	-79.05	-79.01	1434.3	1.09540	90.48	383.18	0.5309	2.0388	1.317	0.695	1.227	979.	162.7	473.2	8.63	162.6	7.06	22.17	0.02000
0.04000	-68.33	-68.29	1402.4	0.57278	104.64	389.31	0.6018	1.9916	1.325	0.733	1.230	923.	165.8	398.9	9.11	155.9	7.61	20.20	0.04000
0.06000	-61.39	-61.35	1381.4	0.39184	113.86	393.17	0.6461	1.9650	1.333	0.761	1.234	888.	167.5	360.2	9.43	151.7	7.97	18.94	0.06000
0.08000	-56.13	-56.08	1365.1	0.29918	120.91	396.04	0.6789	1.9465	1.340	0.785	1.238	861.	168.6	334.4	9.66	148.5	8.26	18.00	0.08000
0.10000	-51.83	-51.78	1351.7	0.24259	126.69	398.33	0.7052	1.9324	1.347	0.805	1.242	839.	169.4	315.4	9.86	146.0	8.50	17.23	0.10000
0.10132b	-51.57	-51.52	1350.9	0.23961	127.04	398.47	0.7068	1.9316	1.348	0.806	1.242	838.	169.5	314.3	9.87	145.8	8.51	17.19	0.10132
0.12000	-48.17	-48.12	1340.1	0.20433	131.64	400.24	0.7273	1.9211	1.353	0.823	1.246	821.	170.0	300.3	10.02	143.8	8.71	16.59	0.12000
0.14000	-44.96	-44.91	1329.9	0.17668	136.00	401.89	0.7464	1.9116	1.359	0.839	1.250	805.	170.5	288.0	10.17	141.9	8.89	16.03	0.14000
0.16000	-42.10	-42.05	1320.7	0.15572	139.90	403.33	0.7634	1.9034	1.365	0.854	1.254	790.	170.9	277.5	10.30	140.2	9.06	15.53	0.16000
0.18000	-39.51	-39.45	1312.2	0.13928	143.46	404.62	0.7786	1.8963	1.371	0.868	1.257	777.	171.2	268.5	10.42	138.7	9.22	15.09	0.18000
0.20000	-37.13	-37.07	1304.4	0.12602	146.73	405.78	0.7925	1.8900	1.376	0.881	1.261	766.	171.4	260.5	10.52	137.3	9.36	14.68	0.20000
0.22000	-34.93	-34.87	1297.1	0.11510	149.76	406.84	0.8052	1.8843	1.381	0.894	1.265	755.	171.6	253.4	10.62	136.0	9.50	14.30	0.22000
0.24000	-32.89	-32.83	1290.3	0.10593	152.60	407.81	0.8170	1.8791	1.386	0.906	1.268	744.	171.7	247.0	10.72	134.8	9.63	13.95	0.24000
0.26000	-30.97	-30.90	1283.9	0.09813	155.27	408.71	0.8280	1.8744	1.391	0.917	1.272	735.	171.8	241.2	10.81	133.7	9.75	13.63	0.26000
0.28000	-29.16	-29.10	1277.7	0.09141	157.79	409.54	0.8383	1.8700	1.396	0.928	1.276	726.	171.9	235.9	10.89	132.7	9.87	13.33	0.28000
0.30000	-27.45	-27.38	1271.9	0.08556	160.19	410.31	0.8481	1.8659	1.401	0.938	1.279	717.	171.9	231.0	10.97	131.7	9.98	13.04	0.30000
0.32000	-25.83	-25.76	1266.3	0.08041	162.47	411.04	0.8573	1.8622	1.405	0.948	1.283	709.	172.0	226.4	11.04	130.7	10.09	12.77	0.32000
0.34000	-24.28	-24.21	1260.9	0.07584	164.66	411.72	0.8660	1.8586	1.410	0.958	1.287	701.	172.0	222.2	11.11	129.8	10.20	12.51	0.34000
0.36000	-22.80	-22.73	1255.8	0.07177	166.75	412.36	0.8743	1.8553	1.414	0.968	1.290	694.	172.0	218.2	11.18	128.9	10.30	12.27	0.36000
0.38000	-21.39	-21.31	1250.8	0.06811	168.76	412.96	0.8823	1.8521	1.419	0.977	1.294	687.	171.9	214.5	11.25	128.1	10.40	12.03	0.38000
0.40000	-20.03	-19.95	1246.0	0.06481	170.70	413.54	0.8899	1.8491	1.423	0.986	1.298	680.	171.9	211.0	11.31	127.3	10.49	11.81	0.40000
0.42000	-18.72	-18.64	1241.3	0.06180	172.57	414.08	0.8972	1.8463	1.427	0.995	1.301	673.	171.9	207.7	11.31	126.5	10.64	11.59	0.42000
0.44000	-17.45	-17.38	1236.8	0.05907	174.38	414.60	0.9042	1.8436	1.432	1.004	1.305	667.	171.8	204.6	11.32	125.8	10.78	11.39	0.44000
0.46000	-16.24	-16.16	1232.4	0.05656	176.13	415.09	0.9110	1.8410	1.436	1.012	1.308	661.	171.7	201.6	11.38	125.1	10.87	11.19	0.46000
0.48000	-15.06	-14.98	1228.1	0.05425	177.83	415.56	0.9175	1.8385	1.440	1.021	1.312	655.	171.7	198.7	11.43	124.4	10.96	11.00	0.48000
0.50000	-13.91	-13.83	1223.9	0.05212	179.48	416.00	0.9238	1.8361	1.444	1.029	1.316	649.	171.6	196.0	11.49	123.7	11.05	10.81	0.50000
0.55000	-11.20	-11.12	1214.0	0.04746	183.41	417.04	0.9388	1.8305	1.455	1.049	1.325	635.	171.3	189.7	11.63	122.1	11.28	10.38	0.55000
0.60000	-8.68	-8.59	1204.5	0.04354	187.11	417.96	0.9527	1.8254	1.465	1.068	1.334	623.	171.0	184.0	11.76	120.6	11.49	9.98	0.60000
0.65000	-6.30	-6.22	1195.5	0.04021	190.60	418.80	0.9657	1.8207	1.475	1.088	1.344	610.	170.7	178.8	11.88	119.2	11.70	9.60	0.65000
0.70000	-4.07	-3.98	1186.9	0.03734	193.92	419.56	0.9779	1.8163	1.485	1.106	1.353	599.	170.4	174.1	12.01	117.9	11.91	9.25	0.70000
0.75000	-1.95	-1.86	1178.6	0.03484	197.08	420.25	0.9894	1.8122	1.495	1.125	1.363	588.	170.0	169.7	12.12	116.6	12.11	8.92	0.75000
0.80000	0.07	0.16	1170.6	0.03264	200.10	420.88	1.0004	1.8083	1.505	1.143	1.373	577.	169.6	165.6	12.24	115.4	12.31	8.61	0.80000
0.85000	1.99	2.08	1162.9	0.03069	203.00	421.45	1.0108	1.8046	1.515	1.161	1.383	567.	169.2	161.8	12.34	114.3	12.51	8.31	0.85000
0.90000	3.83	3.92	1155.5	0.02894	205.79	421.97	1.0207	1.8011	1.525	1.179	1.393	558.	168.8	158.2	12.45	113.2	12.71	8.03	0.90000
0.95000	5.59	5.69	1148.2	0.02738	208.49	422.45	1.0303	1.7978	1.535	1.197	1.403	549.	168.4	154.8	12.56	112.1	12.91	7.77	0.95000
1.00000	7.28	7.38	1141.2	0.02597	211.09	422.89	1.0394	1.7946	1.545	1.215	1.414	540.	168.0	151.6	12.66	111.1	13.11	7.51	1.00000
1.10000	10.48	10.59	1127.6	0.02351	216.06	423.64	1.0568	1.7885	1.565	1.251	1.435	522.	167.1	145.7	12.87	109.1	13.51	7.04	1.10000
1.20000	13.48	13.58	1114.5	0.02145	220.76	424.27	1.0729	1.7828	1.586	1.287	1.458	506.	166.1	140.3	13.06	107.3	13.92	6.60	1.20000
1.30000	16.28	16.39	1102.0	0.01970	225.22	424.78	1.0881	1.7774	1.607	1.324	1.482	491.	165.1	135.4	13.25	105.5	14.35	6.19	1.30000
1.40000	18.93	19.04	1089.8	0.01818	229.48	425.18	1.1024	1.7723	1.629	1.362	1.507	476.	164.2	130.9	13.43	103.9	14.79	5.81	1.40000
1.50000	21.44	21.55	1078.0	0.01686	233.56	425.49	1.1160	1.7674	1.651	1.402	1.533	462.	163.1	126.7	13.60	102.3	15.25	5.45	1.50000
1.60000	23.83	23.94	1066.5	0.01570	237.49	425.72	1.1290	1.7627	1.675	1.442	1.561	449.	162.1	122.8	13.78	100.8	15.73	5.12	1.60000
1.70000	26.11	26.22	1055.3	0.01467	241.29	425.86	1.1414	1.7581	1.699	1.485	1.590	436.	161.1	119.1	13.95	99.3	16.23	4.80	1.70000
1.80000	28.29	28.40	1044.2	0.01375	244.96	425.93	1.1533	1.7536	1.725	1.529	1.622	423.	160.0	115.6	14.12	97.9	16.76	4.51	1.80000
1.90000	30.37	30.49	1033.3	0.01292	248.52	425.93	1.1648	1.7492	1.751	1.576	1.655	411.	159.0	112.3	14.28	96.5	17.32	4.22	1.90000
2.00000	32.38	32.49	1022.6	0.01217	251.99	425.87	1.1759	1.7448	1.779	1.625	1.690	399.	157.9	109.2	14.45	95.2	17.91	3.96	2.00000
2.10000	34.31	34.43	1012.0	0.01149	255.37	425.74	1.1866	1.7406	1.809	1.677	1.728	387.	156.8	106.2	14.62	93.9	18.53	3.70	2.10000
2.20000	36.18	36.29	1001.4	0.01087	258.68	425.54	1.1970	1.7363	1.840	1.732	1.768	376.	155.7	103.4	14.79	92.7	19.19	3.46	2.20000
2.30000	37.98	3																	

Tableau A.3 – Coefficients polynomiaux pour calculer les propriétés à l'équilibre liquide-vapeur à température donnée

F	n	$a_0 ; a_1 ; a_2 ; \dots a_n$
P_d	6	2.89944932928785e-07; -0,000440894427363227; 0.280688703165509; -94.3686327867557; 17623.9727279251; -1734945.4762729; 70435594.9992709
ρ_l	16	-3.74079322816531e-28; 1.34446341666576e-24; -2.27155381017376e-21; 2.41526911124995e-18; -1.82916427985758e-15; 1.05930411899543e-12; -4.90323355604908e-10; 1.85863635354385e-07; -5.81053484017992e-05; 0.0148831729813047; -3.07467216817691; 501.128918900602; -62612.6180730563; 5762225.74323019; -366967684.747310; 14417550084.5696; -262959236417.035
ρ_v	16	4.02204066335426e-28; -1.44147788651481e-24; 2.39190402149012e-21; -2.44081541885745e-18; 1.71766683384042e-15; -8.87520355849411e-13; 3.50937800743343e-10; -1.09671222942185e-07; 2.78576468152745e-05; -0.00588554416086234; 1.04611161363508; -155.096379232894; 18579.8601241825; -1705450.23615391; 111037521.882900; -4518478126.78829; 85821720127.1263
u_l	19	2.09435726284062e-32; -7.62307124818307e-29; 1.25751187594071e-25; -1.23287256984982e-22; 7.88058767305321e-20; -3.35838261164319e-17; 9.16013356456294e-15; -1.35414461712509e-12; 7.65452970753034e-11; -6.19690642672273e-08; 5.84578514452829e-05; -0.0253488489518506; 6.81156571308375; -1252.99288201078; 162230.277272103; -14612776.2878278; 869095691.660632; -29938838406.3041; 380574983285.064; 4241720841877.62
u_v	19	-5.11731416161677e-33; 1.64981702723321e-29; -2.32385334449392e-26; 1.81866960761463e-23; -7.95204577772646e-21; 1.25531141271063e-18; 5.54192779492670e-16; -3.08607200194940e-13; -2.16362167701342e-11; 8.33788021523279e-08; -4.62034388713942e-05; 0.0155948011731662; -3.77746529373216; 694.489693776760; -98853.7400047934; 10862085.6321584; -897834197.467785; 52717232064.1944; -1958316489347.91; 34489880119587.5
h_l	19	2.32879661399273e-32; -8.47457533186431e-29; 1.39780215248713e-25; -1.37021385178878e-22; 8.75402604304537e-20; -3.72320288217264e-17; 1.00751395263347e-14; -1.42860540788855e-12; 4.82709552163748e-11; -5.75926046534689e-08; 6.34112768474275e-05; -0.0285509045028642; 7.86048646690349; -1483.26540030870; 198575.395822544; -18800459.6459095; 1215923613.55923; -49620337472.3512; 1068791364123.14; -6975677618822.60
h_v	19	-8.31932081424010e-33; 2.74105869509688e-29; -3.96838273078630e-26; 3.23452611333782e-23; -1.53591691923093e-20; 3.48608781721100e-18; 2.61398483064549e-16; -2.74555297014703e-13; -9.81260851842530e-11; 1.43126869504169e-07; -7.00405445897819e-05; 0.0211740178888794; -4.43131723755830; 661.130396633777; -69579.5975610950; 4895244.66514519; -196367119.440312; 1534971894.69865; 212087314453.241; -6723928248885.95
c_{Pl}	8	6.33938214280761e-11; -1.42713349253307e-07; 0.000140306764102690; -0.0786801944788119; 27.5256092527778; -6151.60020134668; 857659.795234287; -68201963.1583050; 2368361972.48252
c_{Pv}	8	1.19264229570529e-10; -2.68456729096684e-07; 0.000263897999653850; -0.147969470700580; 51.7600016591095; -11566.3823974072; 1612419.56667618; -128207930.164380; 4451663425.18558
λ_l	5	2.48509812838476e-08; -3.49359169794591e-05; 0.0195730752177403; -5.46348729427533; 759.302713088899; -41857.8387068785
λ_v	5	3.46786958874138e-08; -4.77170691460901e-05; 0.0262223534805229; -7.19223756755312; 984.470181759759; -53787.6633489173
μ_l	5	-1.01994245374541e-08; 1.45809758894540e-05; -0.00839397917006259; 2.44004274442141; -360.913555687335; 22104.3071020286;
μ_v	5	4.72156120368545e-09; -6.57081065406955e-06; 0.00365049948253862; -1.01162405791460; 139.838996531866; -7704.82684259711

Tableau A.4 – Coefficients polynomiaux pour calculer la température à l'équilibre liquide-vapeur à pression donnée

n	$a_0 ; a_1 ; a_2 ; \dots a_n$
18	-9.00269274139738e-99; 3.62191980234724e-91; -6.62488476079287e-84; 7.29137530563706e-77; -5.38616439409616e-70; 2.82043702443921e-63; -1.07796767286737e-56; 3.05072478538821e-50; -6.41926008201960e-44; 9.99890939813993e-38; -1.13868101819076e-31; 9.28216516894574e-26; -5.24939819119879e-20; 1.97339654474919e-14; -4.69641242676828e-09; 0.000730373105500435; 180.487977340967

A.3 Propriétés de l'air, de l'eau et de l'eau glycolée

Les relations utilisées pour calculer les propriétés thermodynamiques de l'air et de l'eau liquide sont suivantes (Jannot, 2010) :

$$\rho_{air} = \frac{353}{T_{air} + 273}, \rho_{eau} = 1000 \quad (A.9)$$

$$c_{air} = 1007, c_{eau} = 4188 \quad (A.10)$$

$$\lambda_{air} = 7.57 \times 10^{-5} T + 0.0242, \lambda_{eau} = -9.87 \times 10^{-6} T^2 + 2.238 \times 10^{-3} T + 0.5536 \quad (A.11)$$

$$\mu_{air} = 10^{-5} (0.0046T + 1.7176), \mu_{eau} = 10^{-4} \frac{17.9 - 0.07377T + 0.0003354T^2}{1 + 0.03032T + 8.765 \times 10^{-5} T^2} \quad (A.12)$$

A partir des données de l'ASHRAE (2001), les corrélations empiriques pour calculer les propriétés thermodynamique de l'eau glycolée avec une fraction volumique de 30% de l'éthylène glycol sont :

$$\rho_{eaugly} = -2.4 \times 10^{-3} T^2 - 0.2776T + 1051.8 \quad (A.13)$$

$$c_{eaugly} = 2.8457T + 3588.5 \quad (A.14)$$

$$\lambda_{eaugly} = -6 \times 10^{-6} T^2 + 1.3 \times 10^{-3} T + 0.4291 \quad (A.15)$$

$$\mu_{eaugly} = 10^{-3} (-5 \times 10^{-5} T^3 + 4 \times 10^{-3} T^2 - 0.1571T + 4.1599) \quad (A.16)$$

avec T en °C, les autres propriétés sont en unité internationale (SI).

Équations de la formulation du modèle d'échangeur

$$A_m = \begin{bmatrix} A_{m_1} & & 0 \\ & A_{m_2} & \\ & & \ddots \\ 0 & & & A_{m_N} \end{bmatrix}, \quad A_d = \begin{bmatrix} A_{d_1} & & 0 \\ & A_{d_2} & \\ & & \ddots \\ 0 & & & A_{d_N} \end{bmatrix}, \quad B_m = \begin{bmatrix} B_{m_1} \\ B_{m_2} \\ \vdots \\ B_{m_N} \end{bmatrix}, \quad B_d = \begin{bmatrix} B_{d_1} \\ B_{d_2} \\ \vdots \\ B_{d_N} \end{bmatrix},$$

$$\text{avec } A_{m_k} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ u_k + a_k \rho_k & b_k \rho_k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_{d_k} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{T_k} & W_{x_k} & 0 & 0 \\ 1 & -R_{T_k} & -R_{x_k} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

$$B_{m_k} = \begin{bmatrix} (q_{k-1} - q_k)/V_k \\ [h_{m,k-1}q_{k-1} - h_{m,k}q_k + \alpha_{ip}S_{ip}(T_{p_k} - T_k)]/V_k \\ 0 \\ [\alpha_{ip}S_{ip}(T_k - T_{w_k}) + \alpha_{ep}S_{ep}(T_{a_k} - T_{p_k})]/(m_p c_p) \\ [c_{p_a}q_a(T_{a_{k+1}} - T_{a_k}) + \alpha_{ep}S_{ep}(T_{p_k} - T_{a_k})]/(m_a c_a) \end{bmatrix},$$

$$B_{d_k} = \begin{bmatrix} (q_{k-1} - q_k)/V_k \\ [h_{d,k-1}q_{k-1} - h_{d,k}q_k + \alpha_{ip}S_{ip}(T_{p_k} - T_k)]/V_k \\ 0 \\ [\alpha_{ip}S_{ip}(T_k - T_{p_k}) + \alpha_{ep}S_{ep}(T_{a_k} - T_{p_k})]/(m_p c_p) \\ [c_{p_a}q_a(T_{a_{k+1}} - T_{a_k}) + \alpha_{ep}S_{ep}(T_{p_k} - T_{a_k})]/(m_a c_a) \end{bmatrix}.$$

$$C = \begin{bmatrix} M_1 & -O_1 & 0 & \cdots & 0 \\ L_2 & M_2 & -O_2 & \ddots & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & 0 & L_{N-2} & M_{N-2} & -O_{N-2} \\ 0 & 0 & 0 & L_{N-1} & M_{N-1} \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} R_1 - L_1 q_0 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_{N-2} \\ R_{N-1} + O_{N-1} q_N \end{bmatrix},$$

$$\text{avec } L_k = v_k c_{1_k} + (1 - v_k) d_{1_k}, \quad M_k = v_k c_{2_k} + (1 - v_k) d_{2_k} - v_{k+1} c_{1_{k+1}} - (1 - v_{k+1}) d_{1_{k+1}},$$

$$O_k = v_{k+1} c_{2_{k+1}} + (1 - v_{k+1}) d_{2_{k+1}}, \quad R_k = v_{k+1} c_{3_{k+1}} + (1 - v_{k+1}) d_{3_{k+1}} - v_k c_{3_k} - (1 - v_k) d_{3_k},$$

$$\begin{aligned}
c_{1_k} &= c_k - \frac{d_k(u_k + a_k \rho_k)}{b_k \rho_k} + \frac{h_{k-1} d_k}{b_k \rho_k}, \quad c_{2_k} = -c_k + \frac{d_k(u_k + a_k \rho_k)}{b_k \rho_k} - \frac{h_k d_k}{b_k \rho_k}, \\
c_{3_k} &= \frac{d_k \alpha_{ip} S_{ip}(T_{w_k} - T_k)}{b_k \rho_k}, \quad d_{1_k} = \frac{dP}{dT_k} \frac{h_{k-1} - W_{x_k} / R_{x_k}}{W_{T_k} - W_{x_k} R_{T_k} / R_{x_k}}, \quad d_{2_k} = \frac{dP}{dT_k} \frac{W_{x_k} / R_{x_k} - h_k}{W_{T_k} - W_{x_k} R_{T_k} / R_{x_k}}, \\
d_{3_k} &= \frac{dP}{dT_k} \frac{\alpha_{ip} S_{ip}(T_{w_k} - T_k)}{W_{T_k} - W_{x_k} R_{T_k} / R_{x_k}}, \\
\text{où } a_k &= \left(\frac{\partial u_k}{\partial \rho_k} \right)_T, \quad b_k = \left(\frac{\partial u_k}{\partial T_k} \right)_\rho, \quad c_k = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho_k} \right)_T, \quad d_k = \left(\frac{\partial P}{\partial T_k} \right)_\rho, \\
R_{x_k} &= \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial x_k} \right)_T, \quad R_{T_k} = \left(\frac{\partial \rho_k}{\partial T_k} \right)_x, \quad W_{x_k} = \left(\frac{\partial(\rho u)_k}{\partial x_k} \right)_T, \quad W_{T_k} = \left(\frac{\partial(\rho u)_k}{\partial T_k} \right)_x.
\end{aligned}$$

Paramètres caractéristiques de la machine frigorifique et du stock

C.1 Paramètres des échangeurs



N° :

Date émission : 29/04/2013

Page : 1 / 1

Agence :

Votre interlocuteur :

Téléphone :

Fax :

e-mail :

Client :

Contact :

Votre référence :

BATTERIE DE CONDENSATION SPN 383236 CO

Ailettes gaufrées à haute performance et peu sensibles à l'encrassement
Caractéristiques et encombrements suivant notice technique N...

PUissance THERMIQUE	45.54 kW	
Surface d'échange	162 m ²	
FLUIDE	INTERIEUR TUBES	EXTERIEUR TUBES
	R410A	Air
Pression d'entrée	30.5 bar abs. (3.05 MPa)	98 410 Pa abs.
Débit	0.229 kg/s	10 000 m ³ /h (3.26 kg/s)
Référence débit		20 °C / 50 %(HR)
Vitesse Vapeur/Air	1.85 m/s	1.35 m/s
Entrée (Tsat/SC)	50 °C / 35 °C	35 °C / 40 %(HR)
Sortie (Tsat/SR)	49.7 °C / 5 °C	48.7 °C / 19.4 %(HR)
Perte de charge	13.8 kPa	21.2 Pa
CONSTRUCTION / DIMENSIONS		
Position D090: Veine d'air Horizontale, Tubulures à Droite (*)		Haut. Ailetée : 950 mm
Circulation par coudes et collecteurs		Long. Ailetée : 2361 mm
Tubes: Cuivre 9,52 x 0,34 (R)		Nb de rangs : 3
Ailettes: BG0925QXC Aluminium		Pas : 1.6 mm
- Entrée:		Nb de circuits : 18 (6P)
- Sortie:		Volume : 18.9 dm ³
DESP 97/23/CE: Article 3.3 - Press. / Temp. maxi admissible: 42 bar eff. / 125 °C		Poids à vide : 73.6 kg
Tôlerie Acier galvanisé		

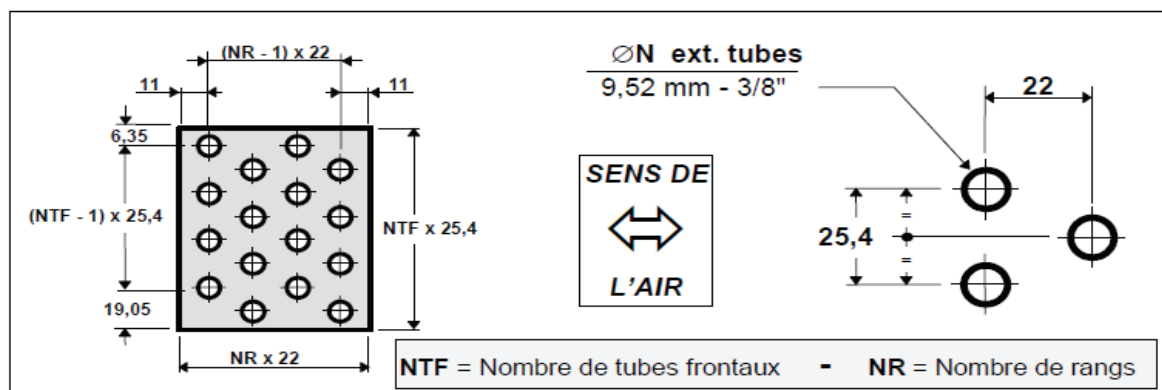
(*) Sens de l'air à préciser à la commande

REMARQUE(S)

Domaine d'application (DESP): Conditionnement d'Air, Réfrigération, PAC

Figure C.1 – Paramètres de la batterie à ailettes (source : CIAT)

Ailette BG0925QC



VARIANTES

Code ailette standard	Code ailette condensé	Profil	Origine
BG0925QC	09XI	Gaufré	Chine ?

IDENTIFICATION DU FEUILLARD

Codes (*)	Matière Norme	Ep. (mm)	Surface d'échange (m ² /m/tube) / Poids (kg/m/tube) en grisé							
			1,6	1,8	1,95	2,1	2,5	2,8		
AL	Aluminium	0,10	0,625	0,559	0,518	0,484	0,411	0,371		
			0,094	0,084	0,077	0,072	0,060	0,054		

(*) Code d'identification du feuillard / code article.

IDENTIFICATION DES TUBES

Codes (**)	Matière Norme	Surface intérieure	Ø ext. Ø nominal (mm - ")	Epaisseur nominale (mm)	Ø int. sertissage (mm)	Longueur Ailetée maxi (mm)	Masse linéique (kg/m)
CU	Cuivre CuB Cupro-Clima	Lisse	9,52 - 3/8"	0,35	9,4	3900	0,090

(**) Code d'identification du tube - code article. - (a) à fond de rainure - (b) totale

Figure C.2 – Paramètres géométriques de la batterie à ailettes (source : CIAT)

Chiller - Evaporator

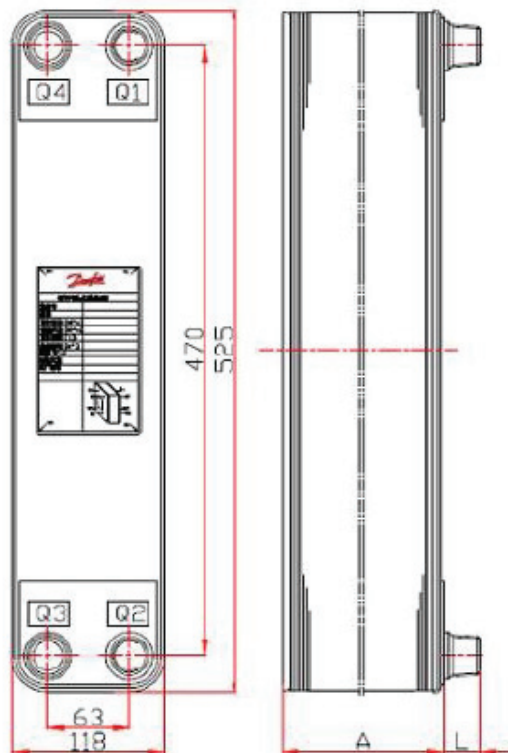
Micro Plate Heat Exchanger: C62L-E-64

Customer: Date: 04-29-2013
Reference: Danfoss ref:

Design conditions				
Flow type			Co-current	
		side 1		side 2
Inlet temperature	C	2.44		12.00
Evaporating temperature(Dew)	C	1.46		
SuperHeating	K	5.00		
Outlet temperature	C	6.46		7.00
Mass flow rate				1.671
-Total	kg/s	0.218		
- Inlet / Gas	kg/s	0.063		
Volumetric flow rate-Total	L/min	-		-
Fluid vaporized	L/min	9311.676		
Inlet / Outlet quality		0.288/1		
Max pressure drop	kPa	/		/
Saturation pressure - Outlet	bar	8.36		
Properties of fluid				
Fluid		R410A		Water
Reference temperature	C	1.95		9.50
Liquid				
- Viscosity	mPa-s	0.1577		1.3254
- Density	kg/m ³	1162.11		1000.29
- Heat capacity	kJ/kg-K	1.53		4.188
- Thermal conductivity	W/m-K	0.102		0.575
Gas				
- Viscosity	mPa-s	0.0123		
- Density	kg/m ³	32.56		
- Heat capacity	kJ/kg-K	1.153		
- Thermal conductivity	W/m-K	0.012		
- Latent heat	kJ/kg	154.17		
Micro Plate Heat Exchanger				
Heat load	kW		35.00	
total area	m ²		3.41	
LMTD	K		6.90	
H.T.C.	W/m ² -K		1487/1487	
Pressure drop				
- Total	kPa	276.27		20.41
- Channel	kPa	22.78		18
- In port	kPa	5.46		2.41
- In distributor	kPa	248.04		
Port hole diameter	mm	16		32
Channel number		31EM		32EM
Number of plates			64	
Surface margin	%			
Fouling factor	m ² -K/kW		0	

Figure C.3 – Paramètres de l'échangeur à plaques (source : Danfoss)

C62L-E-64



Number of plates	64
A (mm)	123.6
L (mm)	25
Weight (kg)	12.63
Channel volume (L)	Q1 Q2 side: 2.592 / Q3 Q4 side: 2.511
Design Pressure (bar)	45
Test pressure (bar)	56
Design temperature (C)	-196 / +200
Solder connections(Max):	1-3/8
External threaded(Max):	1-1/4

Figure C.4 – Paramètres géographiques de l'échangeur à plaques (source : Danfoss)

C.2 Coefficients des corrélations du compresseur

Tableau C.1 – Coefficients de la corrélation pour calculer le débit massique à travers le compresseur (source : Danfoss)

w (tr/m)	C_0	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9
1500	5.55943e-2	1.83386e-3	2.51527e-4	2.62062e-5	8.50712e-6	-4.50286e-6	1.80799e-7	-1.98739e-9	-9.93084e-8	1.29844e-9
1800	6.71625e-2	2.21298e-3	2.72713e-4	3.14499e-5	9.63965e-6	-4.77574e-6	2.21063e-7	1.82166e-8	-1.12723e-7	3.29188e-9
2100	7.87455e-2	2.59637e-3	2.92703e-4	3.67492e-5	1.06234e-5	-5.03917e-6	2.60736e-7	3.38727e-8	-1.24489e-7	5.14195e-9
2400	9.03433e-2	2.98403e-3	3.11494e-4	4.21040e-5	1.14583e-5	-5.29307e-6	2.99820e-7	4.49816e-8	-1.34606e-7	6.84834e-9
2700	1.01956e-1	3.37596e-3	3.29094e-4	4.75144e-5	1.21444e-5	-5.53760e-6	3.38313e-7	5.15433e-8	-1.43075e-7	8.41195e-9
3000	1.13583e-1	3.77215e-3	3.45490e-4	5.29803e-5	1.26816e-5	-5.77250e-6	3.76216e-7	5.35575e-8	-1.49894e-7	9.83107e-9
3300	1.25225e-1	4.17262e-3	3.60693e-4	5.85018e-5	1.30701e-5	-5.99801e-6	4.13528e-7	5.10250e-8	-1.55065e-7	1.11074e-8
3600	1.36882e-1	4.57735e-3	3.74700e-4	6.40789e-5	1.33098e-5	-6.21403e-6	4.50250e-7	4.39453e-8	-1.58588e-7	1.22400e-8
3900	1.48553e-1	4.98635e-3	3.87519e-4	6.97116e-5	1.34007e-5	-6.42078e-6	4.86382e-7	3.23167e-8	-1.60462e-7	1.32308e-8
4200	1.60240e-1	5.39962e-3	3.99126e-4	7.53998e-5	1.33427e-5	-6.61771e-6	5.21923e-7	1.61420e-8	-1.60687e-7	1.40756e-8
4500	1.71941e-1	5.81716e-3	4.09545e-4	8.11436e-5	1.31359e-5	-6.80535e-6	5.56873e-7	-4.58052e-9	-1.59263e-7	1.47784e-8
4800	1.83657e-1	6.23897e-3	4.18768e-4	8.69429e-5	1.27803e-5	-6.98354e-6	5.91233e-7	-2.98504e-8	-1.56190e-7	1.53378e-8
5100	1.95388e-1	6.66505e-3	4.26792e-4	9.27978e-5	1.22760e-5	-7.15219e-6	6.25003e-7	-5.96671e-8	-1.51469e-7	1.57535e-8
5400	2.07133e-1	7.09539e-3	4.33625e-4	9.87084e-5	1.16228e-5	-7.31149e-6	6.58184e-7	-9.40314e-8	-1.45099e-7	1.60265e-8
5700	2.18893e-1	7.53001e-3	4.39249e-4	1.04674e-4	1.08207e-5	-7.46105e-6	6.90774e-7	-1.32942e-7	-1.37079e-7	1.61543e-8
6000	2.30668e-1	7.96889e-3	4.43691e-4	1.10696e-4	9.86997e-6	-7.60143e-6	7.22772e-7	-1.76402e-7	-1.27413e-7	1.61406e-8

Tableau C.2 – Coefficients de la corrélation pour calculer la puissance mécanique du compresseur (source : Danfoss)

w (tr/m)	d_0	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8	d_9
1500	2.14675e+2	-6.07868	7.67331e+1	-4.22508e-2	-3.6277e-1	-8.81368e-1	-6.39354e-4	-1.86791e-3	8.75122e-3	1.38781e-2
1800	4.85639e+2	-2.84849	8.34592e+1	1.29244e-1	-3.12994e-1	-9.32331e-1	9.59142e-4	-4.2235e-3	7.47017e-3	1.4931e-2
2100	7.84876e+2	8.31735e-1	8.92591e+1	2.92703e-1	-2.80568e-1	-9.63447e-1	2.49331e-3	-6.5268e-3	6.35259e-3	1.58486e-2
2400	1.11239e+3	4.9619	9.41323e+1	4.48124e-1	-2.65488e-1	-9.74707e-1	3.96317e-3	-8.77779e-3	5.39844e-3	1.66309e-2
2700	1.46819e+3	9.54217	9.80789e+1	5.95503e-1	-2.67761e-1	-9.66109e-1	5.36864e-3	-1.09764e-2	4.6078e-3	1.72779e-2
3000	1.85225e+3	1.45724e+1	1.01099e+2	7.34847e-1	-2.87381e-1	-9.37666e-1	6.70982e-3	-1.31227e-2	3.98059e-3	1.77896e-2
3300	2.2646e+3	2.00527e+1	1.03193e+2	8.6615e-1	-3.24351e-1	-8.89362e-1	7.98659e-3	-1.52167e-2	3.51686e-3	1.81659e-2
3600	2.70522e+3	2.59829e+1	1.04360e+2	9.89417e-1	-3.78669e-1	-8.21206e-1	9.19916e-3	-1.72584e-2	3.21659e-3	1.84069e-2
3900	3.17411e+3	3.23632e+1	1.04601e+2	1.10464	-4.50340e-1	-7.33206e-1	1.03473e-2	-1.92478e-2	3.07981e-3	1.85127e-2
4200	3.67129e+3	3.91935e+1	1.03915e+2	1.21183	-5.39353e-1	-6.25341e-1	1.14311e-2	-2.11848e-2	3.10643e-3	1.8483e-2
4500	4.19674e+3	4.64738e+1	1.02303e+2	1.31099	-6.4572e-1	-4.97627e-1	1.24506e-2	-2.30695e-2	3.29657e-3	1.83181e-2
4800	4.75047e+3	5.42041e+1	9.9764e+1	1.4021	-7.69438e-1	-3.50058e-1	1.34057e-2	-2.4902e-2	3.65016e-3	1.80178e-2
5100	5.33246e+3	6.23843e+1	9.62991e+1	1.48518	-9.10496e-1	-1.82647e-1	1.42966e-2	-2.6682e-2	4.16715e-3	1.75823e-2
5400	5.94275e+3	7.10147e+1	9.19068e+1	1.56021	-1.06891	4.63901e-3	1.51231e-2	-2.84097e-2	4.8477e-3	1.70113e-2
5700	6.5813e+3	8.00951e+1	8.65888e+1	1.62721	-1.24467	2.11761e-1	1.58852e-2	-3.00852e-2	5.69165e-3	1.63052e-2
6000	7.24813e+3	8.96255e+1	8.03443e+1	1.68617	-1.43779	4.38735e-1	1.65831e-2	-3.17083e-2	6.69914e-3	1.54637e-2

C.3 Schéma d'installation expérimentale du système couplé

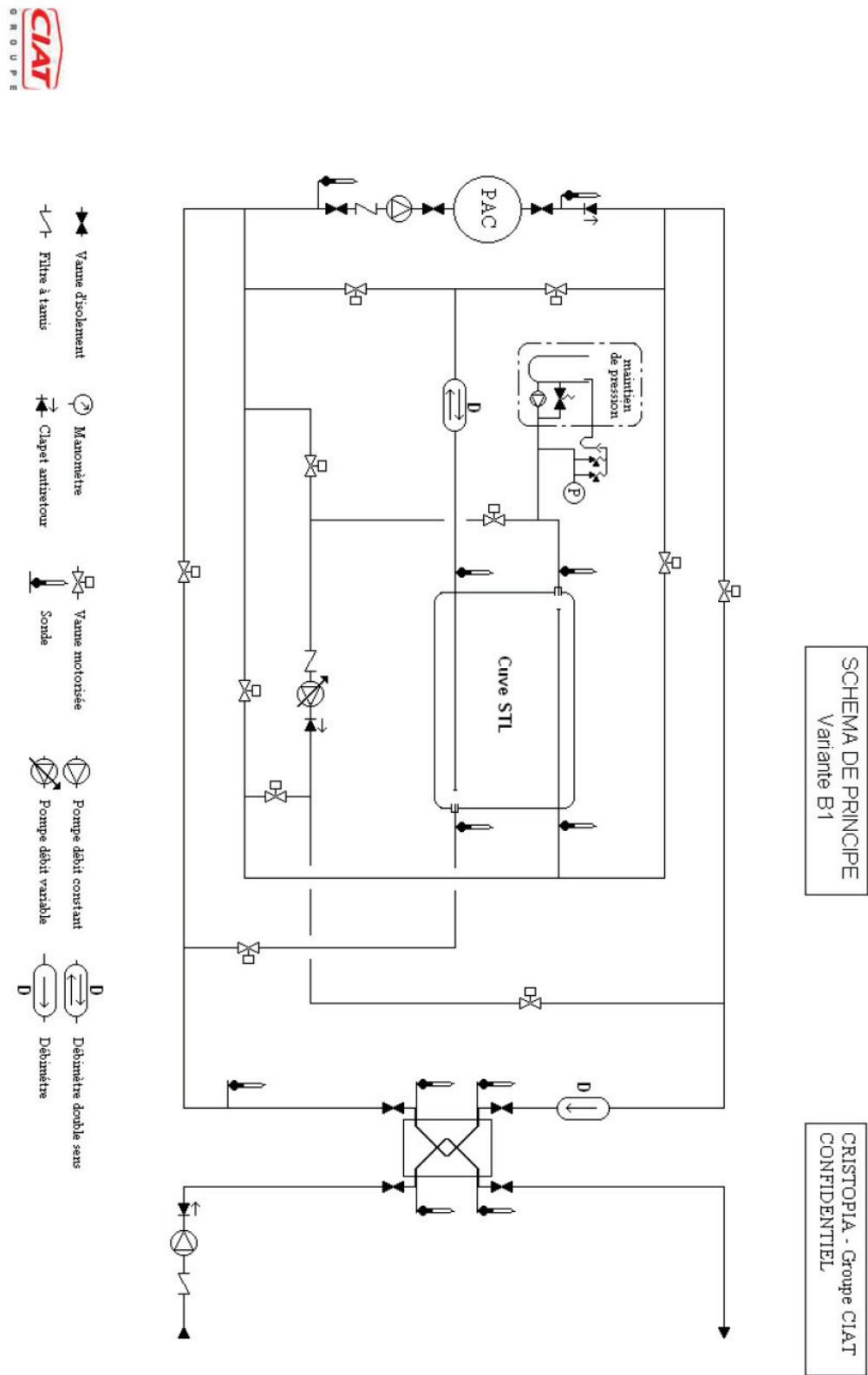


Figure C.5 – Schéma d'installation expérimentale du système couplé (source : CNAM)

C.4 Dimension de la cuve du stock pour le système couplé

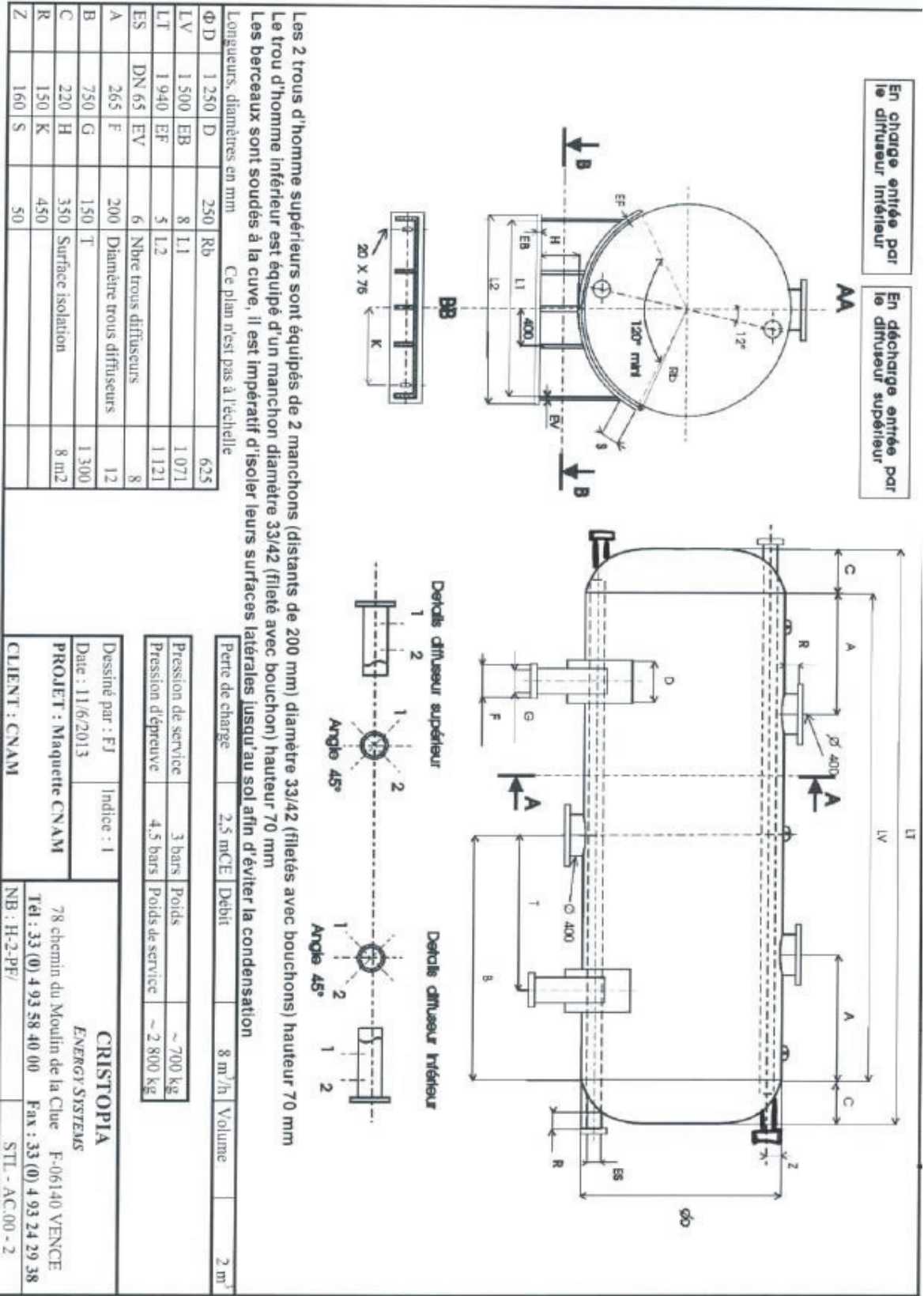


Figure C.6 – Dimension de la cuve du stock (source : CNAM)

Liste de publications & communications

D.1 Publications dans des revues internationales

Wu J., Gagnière E., Couenne F., Jay F., Jallut C., 2015. Population balance modeling for the charging process of a PCM cold energy storage tank. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 85, 647-655.

Wu J., Gagnière E., Couenne F., Hamroun B., Latour T., Jallut C., 2015. A hybrid transient model for simulation of air-cooled refrigeration systems: Description and experimental validation. *International Journal of Refrigeration*, 53, 142-154.

D.2 Communications dans des congrès internationaux

Wu J., Couenne F., Hamroun B., Gagnière E., Jallut C., 2015. A hybrid model for dynamic simulation of an air-cooled heat pump system coupled with a PCM storage tank. 24th International Congress of Refrigeration, August 16-22, 2015, Yokohama, Japan. [Presentation orale]

Wu J., Elodie J., Jay F., Jallut C., 2015. Comparisons of simplified and population balance models for dynamic simulation of a latent heat storage system. 13th International Energy Agency Energy Storage Greenstock Conference, May 19-21, 2015, Beijing, China. [Presentation orale]

Wu J., Jallut C., Gagniere E., Couenne F., Hamroun B., 2014. Hybrid Modeling of Phase Transition for Evaporators and Condensers in Chillers. 24th European Symposium on Computer Aided Process Engineering, June 15-18, 2014, Budapest, Hungary. Acte de congrès publié dans *Computer Aided Chemical Engineering*, vol. 33, 943-948. [Presentation orale]

D.3 Communications dans des congrès nationaux

Wu J., Jallut C., Gagniere E., Couenne F., Hamroun B., 2014. Un modèle hybride pour prédire le comportement dynamique d'une pompe à chaleur air-eau. Journée Scientifique annuelle du CODEGEPR, Oct 2, 2014, Villeurbanne. [présentation orale + poster]

Wu J., Jallut C., Gagniere E., Couenne F., Hamroun B., Un modèle dynamique flexible pour prédire les réponses transitoires des échangeurs évaporateurs et condenseurs. Congrès Français de Thermique 2014, June 3-6, 2014, Lyon. [Poster]

Wu J., Jallut C., Gagniere E., Couenne F., Hamroun B., Modélisation dynamique hybride des échangeurs évaporateurs et condenseurs. XIV^e Congrès de la Société Française de Génie des Procédés, October 8-10, 2013, Lyon. [Poster]

D.4 Livrables de projet

Wu J., Gagnière E., Jallut C., 2015. Simulations numériques. Etude de sensibilité paramétrique du modèle, Livrable WP3.5, janvier 2015, Rapport périodique du Projet ANR ACLIRSYS.

Jard E., Gagnière E., **Wu J.**, Jallut C., Jay F., 2014. Simulation, validation expérimentale et estimation paramétrique du système de stockage, Livrable WP4.4, juillet 2014, Rapport périodique du Projet ANR ACLIRSYS.

Wu J., Gagnière E., Jallut C., Latour T., Simulation, 2014. validation expérimentale et estimation paramétrique de la machine frigorifique, Livrable WP4.3, juillet 2014, Rapport périodique du projet ANR ACLIRSYS.

Wu J., Jallut C., Gagnière E., 2014. Choix de la méthode numérique, programmation. Livrable WP3.4, juillet 2014, Rapport périodique du projet ANR ACLIRSYS.

Wu J., Jallut C., Gagnière E., 2013. Modèle thermodynamique du fluide frigorigène. Livrable WP3.3, juillet 2013, Rapport périodique du projet ANR ACLIRSYS.

Wu J., Jallut C., Gagnière E., Salliot A., Mendes E., 2013. Etablissement de la structure du modèle physique. Livrable WP3.2, janvier 2013, Rapport périodique du projet ANR ACLIRSYS.

D.5 Séminaire invité

Invité par M. Gyuyoung Yoon (Maître de conférences) pour donner un séminaire sur la modélisation dynamique des systèmes de réfrigération à Nagoya City University (au Japon) le 24 août 2015.

Résumé

Dans le domaine de la réfrigération des bâtiments, le couplage d'une pompe à chaleur (PAC) avec un stockage d'énergie thermique est un moyen significatif pour en réduire le coût de fonctionnement énergétique et pour mieux dimensionner les équipements. Un prototype de ce système couplé avec un stockage thermique par MCP (Matériaux à Changement de Phase) est construit et mis en œuvre dans le cadre du projet ANR ACLIRSYS (Commande avancée des systèmes de réfrigération à faible inertie). L'objectif de cette thèse est d'en proposer un modèle dynamique en vue de sa commande.

Dans les échangeurs de la PAC, le fluide frigorigène peut être vapeur, liquide ou un mélange des deux tandis que le MCP du stock peut être solide, liquide ou un mélange des deux. Par conséquent, un modèle de type hybride est nécessaire pour tenir compte des différentes configurations possibles afin de résoudre les équations de bilan de masse et d'énergie dont les expressions diffèrent en fonction de ces configurations. Dans ce travail, des modèles statiques sont utilisés pour le compresseur et le détendeur de la PAC, et les modèles des échangeurs de la PAC et du stock sont basés sur une représentation des écoulements par une cascade de Réacteurs Parfaitement Agités Continues (RPAC). Le mécanisme de commutation entre les diverses configurations est conçu pour garantir la continuité de l'évolution simulée du système. Cette commutation est effectuée par des opérations matricielles, ce qui permet d'aboutir à une représentation globale et très compacte du système. Les propriétés thermodynamiques du fluide frigorigène et leurs dérivées partielles sont déterminées de façon analytique à l'aide d'une équation d'état. Deux versions du modèle du stock sont proposées. Une version simplifiée du modèle de surfusion et une version plus détaillée basée sur la méthode des bilans de population.

Des données expérimentales recueillies sur le prototype ont permis de valider le modèle développé. Des expérimentations en régime transitoire ont été réalisées en faisant varier les conditions opératoires. Ces données concernent le fonctionnement de la PAC seule, du stock seul et du système couplé. Un bon accord a été obtenu entre les résultats numériques et les données expérimentales.

Mots clés : Pompe à chaleur ; Stockage MCP ; Thermodynamique ; Transfert thermique ; Modélisation dynamique ; RPAC.

Dynamic modeling of a heat pump coupled to a PCM storage tank - systemic approach and experimental validation

Abstract

In the area of buildings refrigeration, the use of thermal energy storage coupled with heat pump is a significant way for reducing the operating costs and optimizing the design of equipment. A prototype of refrigeration-PCM (Phase Change Material) energy storage system is built and implemented within the framework of the project ACLIRSYS (Advanced Control for Low Inertia Refrigeration Systems), funded by the French National Research Agency. The objective of my PhD thesis is to propose a dynamical physical model for the complete system.

Within the evaporator and condenser of the heat pump, the refrigerant can be liquid, vapor or mixture of both, while the storage media can be solid, liquid or a mixture of both. Therefore, it is necessary to consider the discrete events associated to phase changes in order to solve the energy and mass balances in different configurations. In this work, static models are used for the compressor and the expansion valve of the heat pump. The heat exchangers of the heat pump and the storage models are based on a representation of the fluid flows by a cascade of Continuous Stirred Tank Reactors (CSTRs). In order to assure the continuity of system evolution, the switching mechanism between different configurations is established. This switching is performed by matrix operations, which permit to achieve a global and very compact representation of the system. The thermodynamic properties of the refrigerant and their partial derivatives are analytically determined by using an equation of state. Two versions of the model for the storage are proposed. A simplified version where the supercooling is assumed to take place at a constant temperature and a more detailed version based on the population balance equations.

Experimental data from the prototype has been used to validate the developed model. Experiments in transient states were performed by varying the operating conditions. These data relate to the functioning of the heat pump alone, the storage alone and the coupled system. A very good agreement between the numerical results and experimental data was obtained.

Keywords: Heat pump; PCM storage; Thermodynamic; Heat transfer; Dynamic modeling; CSTR.